

Івано-Франківський державний технічний  
університет нафти і газу

На правах рукопису

**ВИТЯЗЬ ОЛЕГ ЮЛІЙОВИЧ**

УДК 622.24.051/0  
В54

**УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ БУРІННЯ СВЕРДЛОВИН  
ДОЛОТАМИ РІЖУЧОГО ТИПУ З ВИКОРИСТАННЯМ  
НАДДОЛОТНИХ ВІБРОЗАХИСНИХ ПРИСТРОЇВ**

Спеціальність 05.15.10 - Буріння свердловин

Дисертація на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Науковий керівник - доктор технічних наук, професор  
Векерик Василь Іванович



Івано-Франківськ - 2001

№ 188

## ЗМІСТ

ВСТУП.....

### РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ ДОЛІТ РІЖУЧОГО ТИПУ І БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ ПРИ БУРІННІ СВЕРДЛОВИН.....

1.1. Конструктивні особливості та моделювання роботи породоруйнівних інструментів ріжучого типу.....

1.2. Вивчення особливостей взаємодії породоруйнівних елементів доліт ріжучого типу з породою при бурінні.....

1.3. Крутильні і поздовжні коливання долота ріжучого типу і бурильного інструменту при бурінні.....

1.4. Динамічності і ефективності роботи доліт ріжучого типу при бурінні свердловин.....

1.5. Аналіз конструкцій і ефективність застосування віброзахисних пристроїв при бурінні з використанням доліт ріжучого типу.....

1.6. Постановка задач досліджень.....

### РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ ВЗАЄМОДІЇ ДОЛОТА РІЖУЧОГО ТИПУ З ВИБОЄМ СВЕРДЛОВИНИ.....

2.1. Моделювання процесу роботи долота ріжучого типу.....

2.2. Моделювання роботи бурильного інструменту при бурінні вертикальної свердловини роторним способом.....

2.3. Моделювання роботи бурильного інструменту при бурінні вертикальної свердловини турбінним способом.....

2.4. Уточнена математична модель бурильного інструменту при бурінні свердловини турбінним способом.....

2.5. Визначення показників процесу буріння вертикальної свердловини долотами ріжучого типу.....

### РОЗДІЛ 3. ОЦІНКА ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА І РЕЖИМУ БУРІННЯ НА РОБОТУ ДОЛОТА РІЖУЧОГО ТИПУ.....

3.1. Вибір параметрів для моделювання процесу буріння вертикальної свердловини турбінним методом долотами ріжучого типу.....

3.2. Вивчення особливостей взаємодії елементів озброєння долота ріжучого типу з вибоєм.....

3.3. Вивчення зміни динамічних параметрів руху долота ріжучого типу при заглибленні свердловини.....

3.4. Аналіз залежностей зміни прогностичних показників ефективності процесу буріння.....

### РОЗДІЛ 4 НАПРЯМКИ ПРАКТИЧНОГО ВИКОРИСТАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОТИ ДОЛОТА РІЖУЧОГО ТИПУ.....

4.1. Вдосконалення методики проектування озброєння долот ріжучого типу та обґрунтування параметрів динамічно узгоджених компоновок.....

4.2. Розробка універсального бурового амортизатора.....

4.3. Впровадження результатів досліджень динаміки долота ріжучого типу.....

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ.....

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....

ДОДАТКИ.....

## ВСТУП

Основним завданням Національної програми «Нафта і газ України до 2010 року» є забезпечення України сировинними і паливно-енергетичними ресурсами. У зв'язку з цим, передбачається розширити об'єм глибокого буріння і зменшити терміни будівництва свердловин. Покращання техніко-економічних показників бурових робіт тісно пов'язано із вдосконаленням бурових доліт, компоновок бурильного інструменту, бурових установок і технологій їх ефективного використання.

Руйнування порід різанням долотами ріжучого типу, з точки зору енергозатрат, значно ефективніше, ніж шарошковими долотами при використанні яких має місце втискування зубців в породу [31, 51, 62, 64, 65]. Ця перевага найбільш відчутна при руйнуванні високопластичних і пружнопластичних порід [3, 11, 18, 19, 94]. Застосування породоруйнівних інструментів ріжучої дії при певних геолого-технічних параметрах, забезпечує високі техніко-економічні показники буріння, що підтверджується багатьма результатами досліджень [1, 33, 57, 65, 70].

Ефективність роботи бурових доліт ріжучого типу, їх надійність і довговічність визначається не тільки досконалістю конструкції, якістю і точністю виготовлення, але і умовами їх експлуатації. При певних поєднаннях параметрів режиму буріння на роботу долота може мати значний вплив динамічний режим роботи компоновки низу бурильної колони, який можна змінювати шляхом використання віброзахисних пристроїв.

**Актуальність теми.** Питанням підвищення працездатності породоруйнівних інструментів ріжучого типу та вивченню динаміки їх роботи присвячено <sup>У</sup> багато досліджень вітчизняних та зарубіжних вчених, зокрема Х.І. Ачкуріну, Л.А. Алексєєву, Г.В. Арцимовичу, Б.В. Байдюку, І.І. Барабашкіну, А.Г. Бішієву, О.М. Бочковському, В.І. Векеріку, І.Ф. Вовчановському, В.С. Владиславлеву, Р.Г. Ганієву, В.П. Дверію, О.Т. Драганчук, Р.М. Ейгелесу, Н.Ф. Кагарманову,

Я.В. Кунцяку, М.Р. Мавлютову, Р.М. Мамбетову, О.Г. Мессеру, І.О. Свешнікову, О.І. Співаку, Є.Т. Стругавцову, Г.І. Сукманову, Н.М. Філімонову та іншим. Ними встановлено багато закономірностей процесу руйнування породи долотами ріжучого типу, вивчена кінематика і динаміка їх роботи, досліджені особливості роботи компонок бурильного інструменту в свердловині.

Існуючі моделі роботи долота ріжучого типу базуються на результатах експериментальних досліджень руйнування породи одиничними породоруйнівними елементами і, в основному призначені для орієнтовної оцінки ефективності заглиблення вибою свердловини. Вони ще недостатньо враховують особливості перерозподілу зусиль на ріжучих елементах долота при взаємодії з вибоєм, а також вплив параметрів компонок бурильного інструменту та наявність в них віброзахисних пристроїв, на динамічність і ефективність процесу заглиблення свердловини долотами ріжучого типу.

Оцінка сил, що діють на окремі породоруйнівні елементи долота ріжучого типу при відсутності коливань бурильної колони показує, що при існуючих режимах буріння осьові та радіальні сили не можуть бути причиною викришувань різців та пластичних деформацій гнізд матриць долота [39]. Ці дані підтверджують, що основною причиною руйнування озброєння долота ріжучого типу є динамічні навантаження, що діють на різці при обертанні долота в процесі буріння свердловин.

Колівні процеси в бурильній колоні, що приводять до зміни амплітудно-частотних характеристик силової взаємодії долота з вибоєм свердловини, впливають на ефективність руйнування гірської породи. Один з відомих методів зменшення динамічних навантажень є встановлення в бурильній колоні віброзахисних пристроїв (ВЗП). Зміна параметрів компоновки, включення в її січення ВЗП приводить до зміни показників роботи долота. Через відсутність розрахункових аналітичних моделей, на сьогоднішній день узгоджений підбір параметрів доліт ріжучого типу і компонок бурильного інструменту здійснюється ще без достатнього наукового обґрунтування.

Створення більш загальних аналітичних адаптованих моделей роботи бурової механічної системи “порода - долото - бурильна колона - привід установки”, з урахуванням динамічної взаємодії породоруйнівних елементів з вибоєм та параметрів компоновки бурильної колони, дозволить виявити нові закономірності її роботи і оцінити вплив динаміки на показники ефективності процесу буріння.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота входить до науково-тематичних планів Міністерства освіти та підприємств нафтогазодобувної галузі України. Результати дисертаційної роботи використані при виконанні держбюджетних тематик ( № Д-40/95, № Д-51/97, № Д-3/98, Д-3/2000) та договору г/т № 210/97 з ДП “Укрбургаз” в науково-дослідному інституті нафтогазових технологій Івано-Франківського державного технічного університету нафти і газу.

**Мета роботи.** Розробка шляхів вдосконалення технології буріння свердловин долотами ріжучого типу на основі теоретичних досліджень роботи бурильної колони з ВЗП.

**Основні задачі наукового дослідження.**

1. Аналіз досліджень роботи доліт ріжучого типу, оснащених ріжучими елементами типу "стратапакс" і бурильного інструменту при бурінні свердловин.
2. Розробка аналітичних моделей динаміки роботи доліт ріжучого типу при роторному та турбінному способах буріння.
3. Дослідження впливу конструктивних параметрів долота та бурильного інструменту на динаміку роботи інструменту та показники ефективності процесу заглиблення свердловини.
4. Дослідження впливу параметрів режиму буріння на динаміку роботи долота ріжучого типу.
5. Розробка, дослідження та промислова перевірка впливу універсального бурового амортизатора на ефективність роботи долота ріжучого типу.

## **Наукова новизна дослідження.**

1. Виведена нова аналітична залежність заглиблення долота від осьового навантаження з врахуванням конструктивних параметрів долота, перекриття площин різання сусідніми різцями, фізико-механічної характеристики породи.

2. Вперше розроблені аналітичні моделі заглиблення вибою свердловини долотами ріжучого типу в процесі роторного та турбінного способів буріння, які враховують вплив параметрів режиму буріння та компоновки бурильної колони на динаміку взаємодії озброєння долота з вибоєм свердловини. Уточнена модель для опису динаміки роботи турбобура.

3. Встановлено вплив параметрів долота ріжучого типу та компоновки бурильної колони на динамічність і ефективність роботи долота при бурінні.

## **Практичне значення одержаних результатів.**

Практична цінність проведених досліджень полягає, в подальшому поглибленому вивченні роботи породоруйнівного інструменту і бурильної колони та їх впливу на процес буріння. Розроблені аналітичні моделі, алгоритми та програми розрахунку на ЕОМ динамічних параметрів взаємодії долота ріжучого типу з вибоєм, кутових зміщень січень бурильної колони, величин динамічних крутних моментів, що діють на долото, турбобур і в січеннях бурильної колони, дозволяють більш обґрунтовано проводити оцінку процесу заглиблення вибою свердловин при різних способах і параметрах режиму буріння, а також оцінювати довговічність роботи озброєння долота ріжучого типу.

Результати досліджень використані для вдосконалення розміщення озброєння доліт типу ІСМ АП в АТ "НДІКБ бурового інструменту".

Проведена оцінка впливу параметрів віброзахисних інструментів на зміну динаміки роботи долота та бурильної колони дає можливість виявити їх ефективні параметри при бурінні в різних породах. Експлуатаційні випробування створеного віброзахисного пристрою - універсального амортизатора поздовжніх та крутильних коливань, при бурінні свердловин в ДП "Укрбургаз" показали, що встановлення в компоновку низу бурильної колони (КНБК) ВЗП покращує ефективність процесу заглиблення, зменшує динамічні навантаження та позитивно

впливає на зношування озброєння та опор доліт. Результати досліджень також можуть бути використані при проектуванні доліт Дрогобицьким долотним заводом та буровими організаціями при проектуванні технології буріння, оцінці ефективності переметрів віброзахисних пристроїв. Викладений в роботі матеріал використовується в навчальному процесі при підготовці студентів напрямку "Гірництво" у дисциплінах "Технологія буріння нафтових і газових свердловин" і "Механіка гірських порід".

**Особистий внесок здобувача.** Особисто автором проведено огляд літературних джерел, теоретичні та експериментальні дослідження, аналіз їх результатів, промислова перевірка результатів досліджень.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення дисертаційної роботи доповідались на:

- міжнародній науково-практичній конференції “Проблеми і шляхи енергозабезпечення України” ( м. Івано-Франківськ, 7-10 грудня 1993 р.);
- науково-практичній конференції “Нафта і газ України” (м. Київ, 17-19 травня 1994 р.);
- науково-практичній конференції “Стан, проблеми і перспективи розвитку нафтогазового комплексу західного регіону України” ( м. Львів, 28-30 березня 1995 р.);
- XII міжнародній міжвузівській школі-семінарі “Методи і засоби технічної діагностики” ( м. Івано-Франківськ, 1995 р.);
- XVI міжнародній міжвузівській школі-семінарі “Методи і засоби технічної діагностики” ( м. Івано-Франківськ, 1999 р.);
- науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу Івано-Франківського державного технічного університету нафти і газу (м. Івано-Франківськ, 1994, 1995, 1997, 1998 р.р.).
- наукових семінарах кафедри буріння нафтових і газових свердловин Івано-Франківського державного технічного університету нафти і газу (м. Івано-Франківськ, 2000, 2001 р.р.)

**Публікації.** Основні положення дисертаційної роботи опубліковані в 12 наукових працях, з них 2 праці без співавторства і 1 патент України на винахід.



**Структура і обсяг роботи.** Дисертаційна робота складається із вступу, чотирьох розділів, висновків і 5 додатків. Матеріал викладено на 122 сторінках машинописного тексту; робота містить 41 рисунків, 8 таблиць, 115 назв бібліографічних джерел.

Автор висловлює щирю подяку науковому керівнику д.т.н., професору Векерику В.І., д.т.н., професору Мойсину В.М. та к.т.н. Молдавцеву С.А. за цінні поради при проведенні теоретичних досліджень, а також старшому науковому співробітнику Борецькому В.Г. за допомогу в організації виготовлення універсального бурового амортизатора.

## РОЗДІЛ 1

### АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОТИ ДОЛІТ РІЖУЧОГО ТИПУ І БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ ПРИ БУРІННІ СВЕРДЛОВИН

Руйнування пружньо-пластичних і високопластичних порід, які складають значну частину відкладів осадкового комплексу, найбільш доцільно здійснювати різанням, ефективність якого зростає із збільшенням глибини залягання порід.

Ефективність руйнування порід різанням підтверджується теоретичними дослідженнями В.С. Владиславлева [35], а також експериментальними та промисловими дослідженнями інших авторів [7, 9, 10, 30, 65, 75, 84, 85].

Простота конструкції, легкість виготовлення, надійність, відносна дешевизна і висока ефективність використання доліт ріжучого типу, привертають увагу розробників породоруйнівних інструментів і технологів-буровиків.

Долота, озброєні природніми алмазами і вставними різцями типу “Stratapak” (рис.1.1.) перевершують стійкість доліт оснащених твердосплавними різцями на два порядки. Це послужило поштовхом до проведення дослідницьких робіт в області конструювання їх озброєння, з використанням результатів раніше виконаних робіт з теорії різання, досліджень роботи окремих різців різних конструкцій, для оцінки показників їх роботи, при взаємодії з вибоєм свердловини.

Вивченню впливу конструктивних параметрів долота ріжучого типу на ефективність руйнування породи і закономірностей динамічної взаємодії їх з породою присвячено ряд досліджень вітчизняних і зарубіжних дослідників. Найбільш відомі серед них належать Х.І. Ачкуріну, Л.А. Алексєєву, Г.В. Арцимовичу, Б.В. Байдюку, І.І. Барабашкіну, А.Г. Бішієву, О.М. Бочковському, В.І. Векеріку, І.Ф. Вовчановському, В.С. Владиславлеву, Р.Г. Ганієву, В.П. Дверію, О.Т. Драганчук, Р.М. Ейгелесу, Н.Ф. Кагарманову, Я.В. Кунцяку, М.Р. Мавлютову, Р.М. Мамбетову, О.Г. Мессеру, І.О. Свешнікову, О.І. Співаку, Є.Т. Стругавцову, Г.І. Сукманову, та іншим. Ними сформовані загальні підходи і принципи для створення конструкції робочої частини доліт ріжучого типу,



M-T33LT



S-C69



M-T37

Рисунок 1.1 Долота ріжучого типу фірми DPI.

вивчено вплив режимних параметрів на показники їх роботи, знайдено відповідні профілі доліт для буріння різних типів гірських порід, досліджені закономірності зношування породоруйнуючих інструментів.

Створення та використання конструкцій доліт ріжучого типу вимагає подальшого вдосконалення технології і методик буріння, які враховують не тільки властивості породи, але і конструкції бурового обладнання. Процес заглиблення вибою долотами ріжучого типу супроводжується поздовжніми і крутильними коливаннями бурильної колони, які можуть мати різний вплив на ефективність руйнування породи, надійність і довговічність роботи породоруйнівного інструменту.

Дослідження процесу заглиблення свердловин з врахуванням динамічного режиму роботи бурильної колони ускладнені відсутністю узагальнених прогнозних моделей, які б дозволяли виділяти ті фактори, які в даних конкретних умовах є основними. Це стримує створення нових, більш точних розрахункових методик прогнозування показників ефективності буріння з метою застосування їх при проектуванні доліт ріжучого типу, компоновок бурильної колони і технологічних параметрів процесу буріння.

### 1.1. Конструктивні особливості та моделювання роботи породоруйнівних інструментів ріжучого типу

Починаючи з 80-х років десятки фірм США та Західної Європи створили широкий типаж нових конструкцій доліт ріжучого типу. Одночасно почалися дослідження впливу конструктивних і режимних параметрів на показники роботи цих доліт. Це спонукало дослідників більш глибоко вивчати проблеми руйнування породи інструментами ріжучого типу. На основі результатів цих

досліджень з'явилась можливість математичного моделювання роботи доліт і науково обгрунтованої оптимізації конструкції.

В основу конструювання доліт ріжучого типу "стратапакс" покладені принципи, встановлені в результаті проведених досліджень[2, 3, 5, 13, 32, 49, 70]. Очевидно, слід визначати наступні конструктивні параметри: форму і розміри ріжучих пластин, кути їх встановлення, кількість і порядок розміщення ріжучих елементів на робочій поверхні в плані, просторову конфігурацію долота.

Вивчення різних форм пластин не показало суттєвої різниці в показниках різання. Аналізуючи схеми розміщення різців на робочій поверхні долота можна сказати наступне. Спочатку необхідно визначати схему перекриття вибою, тобто мінімальну відстань між сусідніми кільцевими канавками, при якій вони будуть зливатись, забезпечуючи руйнування всієї поверхні вибою. Це рішення можна отримати шляхом вивчення процесів групового різання взірців породи різцями типу "стратапакс".

Постає питання, скільки різців повинно обробляти одну кільцеву канавку вибою. Існує два підходи до вирішення даного питання. Якщо декілька різців працюють на одному радіусі вибою, то для утворення кільцевої канавки достатньо здійснити лише частину повного оберту долота. Однак, при цьому, витрачена енергія буде пропорційно зростати. Для збереження питомого навантаження на різець прийдеться збільшити загальне осьове навантаження на долото. При такому вирішенні шлях різання, і зношування окремих ріжучих елементів буде зменшений. Якщо кожна кільцева канавка обробляється одним різцем, то загальна кількість різців зменшиться, меншим стане осьове навантаження і крутний момент, але збільшиться зношування різців.

Хоч у практиці конструювання доліт ріжучого типу зустрічаються обидва вказаних варіанти, частіше використовується комбінована конструкція, в якій кожний різець частково дублює роботу попереднього різця, і частково утворює власний різ частиною своєї робочої поверхні. При цьому розташовують різці таким чином, щоб на кожний з них припадало однакове поперечне січення заново утвореної канавки. Науково обгрунтоване зменшення запасу озброєння і

оптимізація форми робочої поверхні елементів озброєння долота веде до зменшення моментоемкості породоруйнівного інструменту. Відповідна величина виступу елементів озброєння і мала моментоемкість ріжучого інструменту сприяє режиму великого сколу, що призводить до значного зростання механічної швидкості буріння [33].

Американською компанією Хайкалог розроблена конструкція долота “Hybrid”, в якій, для захисту основних різців 1 від швидкого зношування та збільшення терміну служби долота, передбачено встановлення додаткових різців 2, так званих “імпрегів” показаних на рис. 1.2. Використовуючи точне розташування “імпрегів” можна створювати більш відкриті і агресивні долота. Розташування впоперек торця долота “імпрегів”, що йдуть від вершини і далі на калібруючий діаметр, дозволяє використовувати долота при буріння твердих порід та порід, що містять тверді прошарки.

Я.В. Кунцяк, В.І. Векерик, Р.Д. Терентяк [60] для забезпечення рівності-кості озброєння породоруйнівних інструментів ріжучої дії запропонували універсальний геометричний критерій, що ґрунтується на пропорційній залежності озброєності кожної робочої ділянки долота від площі проекції відповідної кільцевої поверхні вибою на площину, перпендикулярну до осі свердловини.

Застосування при проектуванні доліт теплоенергетичного принципу запропонував Л.А. Алексеев [5]. Забезпечення рівномірного питомого енергетичного навантаження, забезпечує однакові механічні та теплофізичні властивості матеріалу всіх різців в процесі роботи долота.

Є.І. Королько, Р.М. Ейгелес, Г.С. Геворков [83] запропонували метод розрахунку робочої поверхні долота ріжучого типу, виходячи з принципу рівності температур нагріву всіх його породоруйнівних елементів. Розрахунок проводиться на базі експериментальних кривих залежностей зусилля різання від глибини і швидкості різання, отриманих для різних типів гірських порід.

Дослідженнями Х.І. Ачкуріна, Л.О. Алексеева, Р.Г. Ганієва [2, 3, 5, 33] показано, що ефективність роботи породоруйнівного інструменту, у різних умовах, визначається також формою елемента озброєння. Встановлено степінь впливу

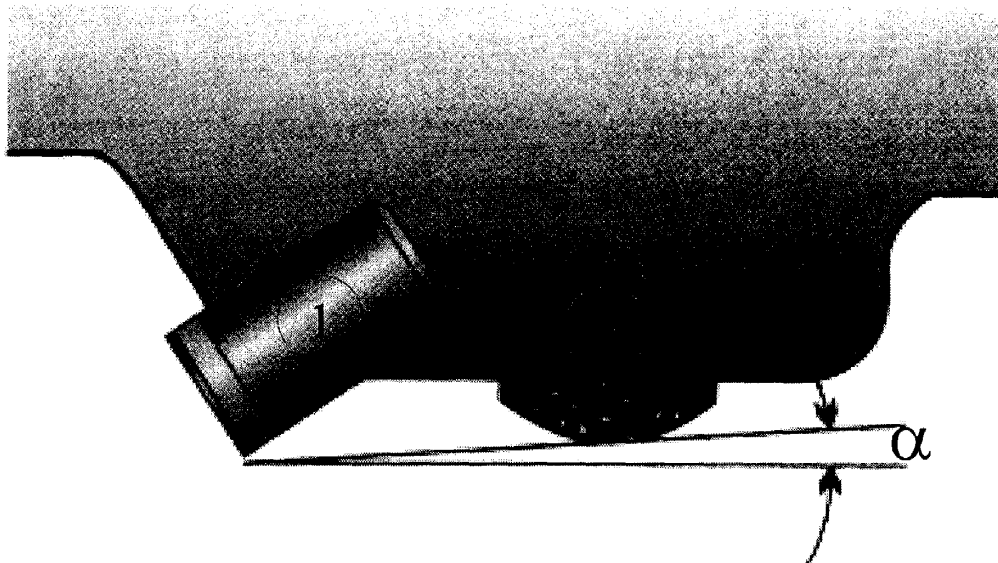
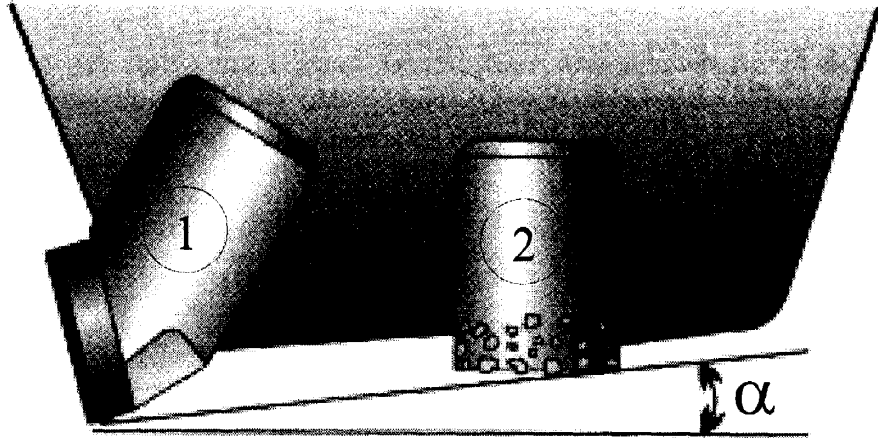


Рисунок 1.2. Принципові схеми розміщення основного 1 і допоміжного (імпрег) 2 різців в долотах ріжучого типу.

форми ріжучих елементів на показники роботи долота. На основі досліджень розподілу питомого навантаження та крутного моменту по поверхні долота розроблено спосіб армування доліт різцями різної форми, що дає можливість керувати розподілом силових і енергетичних параметрів по робочій поверхні долота ріжучого типу.

Принципи оптимізації конструктивних параметрів озброєння доліт ріжучого типу базуються на використанні математичного моделювання роботи долота на вибої свердловини і експериментальних характеристиках взаємодії окремих породоруйнівних елементів з гірською породою. Математична модель, це статично невизначена задача багатоточкової взаємодії робочої поверхні долота з вибоєм [79]. Встановлюються функціональні зв'язки між величиною заглиблення різця в породу і кутом нахилу профілю долота до його осі з вектором реакції опору руйнування. На основі експериментальних характеристик визначають співвідношення між нормальною та тангенціальною компонентами реакції породи. Знаючи величину опору породи тангенціальному переміщенню різця в площині його руху, розраховують ефективну площу заглиблення в перпендикулярному напрямку.

В роботі О.Т. Драганчук [42] наведена математична модель роботи долота ріжучого типу на базі характеристик процесу руйнування одиничними різцями, яка дозволяє визначати глибину проникнення в породу окремих різців і компоненти сил реакції вибою. Сумування проєкцій цих сил на вісь долота дозволяє отримати головний вектор реакції вибою в напрямку осі долота і визначити ту величину заглиблення, при якій головний вектор реакції буде рівний діючій силі. По цій величині заглиблення розраховують швидкість буріння долотом при заданому навантаженню.

Процес руйнування породи долотом значно складніший, ніж окремими породоруйнуючими елементами. Це пов'язано з тим, що не всі різці одночасно контактують з породою. Осьові і крутильні коливання корпусу долота різко зменшують опір ріжучих елементів до руйнування. Тому при проектуванні осьового навантаження необхідно виходити з умов недопущення критичного



навантаження на породоруйнівні елементи та забезпечення об'ємного руйнування.

В роботах [17, 79, 88, 99] пропонується розраховувати необхідне осьове навантаження  $P_{oc}$  на долото ріжучого типу за формулою

$$P_{oc} = \alpha P_{ш} S_k, \quad (1.1)$$

де  $\alpha$  - коефіцієнт, що враховує характер руйнування породи на вибої;

$P_{ш}$  - твердість породи;

$S_k$  - площа контакту ріжучих елементів.

І.Ф. Вовчановський [29] розглядаючи роботу твердосплавного інструменту з вимушеною подачею, між товщиною зрізаної стружки породи і питомим зусиллям подачі встановив степеневу залежність, яка враховує перерозподіл питомих навантажень на площі контакту долота з породою, і описується залежністю:

$$P_n = \lambda \alpha P_{ш} \sqrt{\frac{s}{n_p}}, \quad (1.2)$$

де  $P_n$  - питоме зусилля подачі;

$\lambda$  - масштабний коефіцієнт, що відображає зниження питомих зусиль подачі зі збільшенням контактної поверхні;

$\alpha$  - коефіцієнт пропорційності;

$P_{ш}$  - твердість породи за штампом;

$s$  - подача інструмента за один оберт;

$n_p$  - число ріжучих елементів.

Осьове навантаження на долото складається із зусиль подачі, що приходять на кожну концентричну лінію різання. Крутний момент на долоті визначається тангенціальними силами зсуву, що діють на передніх контактних поверхнях породоруйнівних елементів, і силами тертя – на торцьових контактних площадках.

Багатьма дослідниками теоретично [12, 56, 78, 98, 105, 106] і експериментально [31, 40, 89, 108] доведено, що в залежності від пружних властивостей бурильної колони, характер взаємодії озброєння доліт з породою, суттєво змінюється. Вихід з ладу доліт ріжучого типу визначається не тільки абразивним зношуванням породоруйнівних елементів, часто зустрічаються випадки розтріскування, перепалу і сколювання алмазної конкреції, порушення з'єднань стратапакса з поверхнею штиря або матриці долота, порушення з'єднання штирів з долотом – їх пошкодження і повороти (рис. 1.3.). Всі ці дефекти є наслідком недостатньо пропрацьованої конструкції і технології виготовлення доліт, а також значної вібрації корпусу долота. На сьогоднішній день відсутні дані про ефективність взаємодії долота ріжучого типу з породою, при різних пружних параметрах компоновки низа бурильної колони.

## 1.2. Вивчення особливостей взаємодії породоруйнівних елементів доліт ріжучого типу з породою при бурінні

Вузловим питанням будь-якого способу буріння є механізм руйнування породи при взаємодії породоруйнівного елемента і в цілому долота з вибоєм. Вивчення роботи окремого різця є тією основою, на якій повинно базуватися певна закономірність руйнування гірських порід долотом ріжучого типу.

Робота озброєння породоруйнівних інструментів ріжучої дії характеризується постійним контактом з породою і неперервним процесом руйнування. Озброєня інструментів знаходиться в складних умовах, оскільки піддається інтенсивному абразивному зношуванню і високому температурному режиму роботи. Область раціонального їх застосування визначена абразивними і міцністними властивостями гірської породи, як це показують роботи американських дослідників, наприклад Гловки [110, 111].

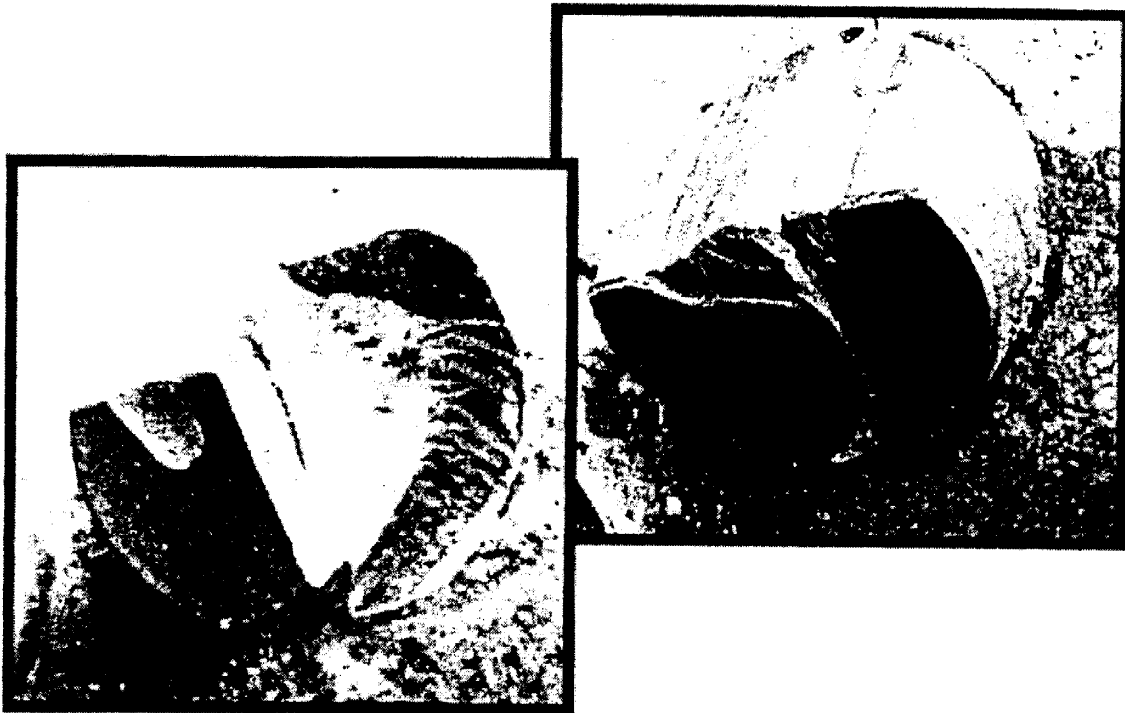


Рисунок 1.3. Приклади виходу з ладу породоруйнівних елементів доліт ріжучого типу (проспект фірми Хайкалог).

На даний час механізм проникнення одиничного різця в гірську породу ще не повністю вивчено. Ряд дослідників не поділяють процес проникнення різця в породу на перехідний і усталений режими [82, 103, 112], інші взагалі не розглядають динаміку роботи різця [47, 93, 107, 114].

Робота одиничного різця детально вивчалася в ВНДІБТ Р.М. Ейгелесом, М.І. Ворожцовим, Е.І. Королько, О.Т. Драганчук [30, 44, 83]. Вивчення роботи різців різної конфігурації дозволило розташувати їх по рангу з точки зору показників ефективності руйнування для різних типів гірських порід. Встановлено, що питома енергоємність процесу руйнування порід різцями різних конфігурацій зменшується із збільшенням глибини різання. Твердосплавні різці можуть мати кут загострення, менше  $90^\circ$ , тому можливі кути встановлення  $\alpha \geq 0$ . При цьому розміри одиничних сколів невеликі і профіль борозди достатньо гладкий. Абсолютна величина енергоємності і величини зусиль тиску і різання дуже залежать від конфігурацій різців.

Механізм динамічного проникнення одиничного різця дослідники К.І. Борисов і С.С. Сулакшин [15] представляють наступним чином. Спочатку під дією осьової сили різець заглиблюється на деяку величину, порода під його торцем терпить пружньо-пластичну деформацію  $y_0$ . При її зростанні настає момент рівноваги, якщо зусилля порівняно не велике. З моменту встановлення рівноваги сили, що діють на різець: осьове навантаження  $P_{oc}$  зрівноважується силою тертя на передній грані  $F_n = f b y \sigma$  і реакцією породи  $R_m = g_0 b \delta$ . Горизонтальна сила  $F_p$  різання зрівноважується протилежно направленими силами реакції  $R_n$  і тертя  $F_m$  під торцем різця. У випадку прикладання достатньої сили різання, різець переміщується в сторону дії цієї сили. На основі даного механізму розподілу сил виведена формула для визначення величини проникнення різця в породу в виді

$$y = \frac{P_{oc} - R \delta b - C \frac{f G}{a \delta} x}{f b \sigma}, \quad (1.3)$$

де  $y$  - величина проникнення різця перпендикулярно вибою по осі  $y$ ;

$\delta$  - ширина площадки притуплення різця;

$b$  - ширина різця;

$C$  - постійна інтегрування;

$f$  - коефіцієнт тертя;

$a$  - коефіцієнт пропорційності;

$\sigma$  - контактне напруження;

Експоненціальний характер динамічного заглиблення одиничного різця в перехідному періоді його роботи згідно формули (1.3) добре підтверджується експериментально [15]. Встановлено, що сила опору  $R$  породи заглибленню різця при різанні, суттєво залежить від швидкості  $V_p$  різання, а залежність  $R = f(V_p)$  задовільно апроксимується формулою типу

$$R = R_0 e^{k v_p}. \quad (1.4)$$

де  $R_0$  - сила опору породи при горизонтальному переміщенні;

$k$  - постійний коефіцієнт.

Вплив геометрії ріжучої частини інструменту на ефективність руйнування гірських порід досліджував І.О. Остроушко [77]. В його роботах зроблений аналіз конструкцій ріжучого і комбінованого бурового інструменту, розглянуті питання зносостійкості інструмента і принцип його конструювання. Ним обґрунтована необхідність враховувати значення переднього і заднього кутів, величини і форми площадки притуплення, розміри і форми ріжучої кромки. При конструюванні породоруйнівних інструментів важливим конструктивним параметром є також кут встановлення різця між поверхнею корпуса і перпендикуляром до поверхні гірської породи. У всіх породоруйнівних елементах застосовуються виключно від'ємні кути атаки в межах  $-10^0 \dots -15^0$ . Від заднього кута, в певній степені залежить крутний момент на долоті, глибина входження і температура

породоруйнівного елемента. На практиці з конструктивних міркувань задні кути приймають рівними  $10^0 \dots 15^0$ .

Руйнування породи при неперервному русі ріжучого елемента відбувається дискретно (стрибкоподібно) сколами частин певної форми і розмірів [10, 47, 48, 65]. Це обумовлено утворенням в зоні контакту різця з породою ущільнюючого ядра із зруйнованих частинок породи. Завдяки зменшенню площі контакту відносна величина горизонтальних сил тертя зведена до мінімуму. Найбільший вплив при цьому має форма і орієнтація різців, та величини навантаження.

Величина заглиблення різців типу "стратапакс" за даними Шоле, лінійно зв'язана з вертикальним навантаженням на різець, а частота обертання описується залежністю типу  $V \approx n^k$ , причому  $k = 0,7$  для вапняків середньої твердості і  $k = 1,0$  для більш твердих вапняків. Вплив частоти обертання на швидкість заглиблення вибою свердловини  $V$  можна також охарактеризувати через взаємозв'язок сили опору породи і швидкості різання. Випробування окремих різців проведені на мрамурі показали, що при збільшенні швидкості різання від 0,5 до 3,5 м/с, тобто в 7 разів, сила опору збільшується при глибині різання 1,5 мм в 1,6 раза, а при глибинах різання менше 0,5 мм майже не зростає. Прискорення процесу різання підвищує опір породи, але при цьому питома енергія руйнування суттєво зменшується, тому ці результати необхідно узагальнювати з певною поправкою.

І.Ф. Вовчановський [29] встановив, що при заглибленні одиничного різця долота ІСМ в породу спочатку відбувається пружня деформація породи, відповідно до закону Герца. При цьому в гірській породі внаслідок дії інструмента виникають контактні напруження. Пружня деформація продовжується до тих пір, поки напруження стиску не досягне границі міцності породи. Для руйнування породи необхідне зусилля

$$P_p = S_k \cdot \sigma_p, \quad (1.5)$$

де  $S_k$  - горизонтальна проекція площини контакту різця з породою;

$\sigma_p$  - границя міцності породи.

Осьове навантаження  $P_{pi}$  на породоруйнуючий елемент складається із зусиль на торцевій і передній робочих площадках різця. Кожний ріжучий елемент має однакову подачу за оберт, тому загальне навантаження на долото дорівнює сумі зусиль, які діють на різці. Горизонтальна складова сили  $P_{pizi}$  зсуву створюється моментом опору вибою. Вказані сили визначаються залежностями

$$P_{pi} = \frac{\pi p_i \cos \varphi}{2} \left[ \frac{h}{n_p} \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \left( b_p + \frac{h}{n_p} \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \right) + \frac{b_p^2}{2} \right], \quad (1.6)$$

де  $p_i$  - питоме зусилля подачі на різець;

$\varphi$  - кут між віссю абсцис і дотичною до профілю різця в середній точці площадки притуплення;

$h$  - подача на один оберт;

$\beta$  - кут при вершині різця;

$i$  - порядковий номер різця.

$$P_{pizi} = \frac{\tau S}{n_i} \left( b_{pi} + \frac{S}{n_i} \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} \right). \quad (1.7)$$

де  $\tau$  - напруження зсуву породи;

$S$  - площа зсуву.

О.Т. Драганчук [42] розглянула можливі варіанти підходу до визначення різних компонент реакції вибою на кожному окремому різці і співвідношення між ними. Проекція сумарної реакції вибою на вісь долота представлена проекціями нормальної  $G_{Ni}$  і дотичної  $G_{Ki}$  складовими

$$G_i = G_{Ni} \sin \beta_i + G_{Ki} \cos \beta_i = G_{Ni} (\sin \beta_i + \psi_i \cos \beta_i) \quad (1.8)$$

де  $\beta_1$  - кут нахилу дотичної до поверхні вибою в точці контакту різця з породою до осі долота;

$\psi_i$  - коефіцієнт пропорційності, який визначається співвідношенням ефективних площ в даних напрямках.

Величину нормальної сили  $G_{Ni}$ , що залежить від величини інтенсивності заглиблення  $p_N$ , і її відношення до тангенціальної компоненти реакції  $G_T$ , в напрямку руху, визначають за експериментальними залежностями  $G_N = f(p_N)$  та  $G_T = f(G_N)$ .

Експериментальні дослідження проведені Є.І. Корольком [83] показали, що процес різання породи різцем є коливний процес і складається з серії послідовних зростань та спадань нормального  $P_1$  та тангенціального  $P_2$  зусиль, що перевищують їх середнє значення в 3-4 і більше раз. Кожному такому росту сил відповідає окремий скол частин породи. Конфігурація кривих  $P_1(Z)$  і  $P_2(Z)$  може бути різною в залежності від властивостей пари різець-порода. Загальним є те, що криві росту сил переважно більш круті, ніж криві їх спаду. Отже заключна стадія руйнування – процес відокремлення частин відбувається повільніше, ніж перша стадія – формування зони руйнування. Відношення зусилля різання  $P_2$  до нормального навантаження  $P_1$  було назване коефіцієнтом різання  $K$ , що по відношенню до долота характеризує відношення крутного моменту до осьового навантаження.

Б.В. Байдюк [10] запропонував експрес-методику і прилад ПШ-2 для визначення відношення горизонтального до вертикального зусилля на породоруйнівному елементі, в процесі заглиблення свердловини за кількістю шламу, що виноситься з вибою. Ним отримане співвідношення горизонтального  $P_r$  до вертикального  $P_v$  зусилля на ріжучому елементі долота у виді

$$\frac{P_r}{P_v} = f_{тр} \sqrt{200 \frac{K_e}{P_{ш}}}, \quad (1.9)$$



де  $f_{тр}$  - коефіцієнт тертя різця по породі;

$R_{ш}$  - твердість гірської породи;

$K_e$  - коефіцієнт, що характеризує відношення бокового до вертикального зміщення індентора при втискуванні його в породу ( $K_e = 3$ , для доліт ріжучого типу).

Аналізуючи дослідження вітчизняних та зарубіжних вчених можна зазначити, що відтворити роботу породоруйнівних елементів озброєння долота ріжучого типу експериментальними методами досить важко. Дослідження проводились на установках, в яких не моделювалися пружні властивості взаємодії ріжучих елементів з породою. Тому створення аналітичних моделей роботи долота з використанням основних кривих  $P(Z)$  руйнування вибою, дозволить більш глибоко вивчати взаємодію породоруйнівних елементів з породою.

### 1.3. Крутильні і поздовжні коливання долота ріжучого типу і бурильного інструменту при бурінні

Динамічна дія долота на вибій спричиняє руйнування як породи, так і долота. Узгодження динаміки роботи пари долото-вибій полягає в тому, щоб підтримати величини динамічних складових зусиль долота на вибій в оптимальних границях. Динамічні зусилля в місці контакту різців з породою повинні бути такими, щоб забезпечити ефективне руйнування вибою при мінімальному зношуванні долота. Поздовжні і крутильні коливання, що виникають під час роботи долота ріжучого типу негативно впливають на загальне підвищення продуктивності бурових робіт, оскільки при вібрації застосування великих частот обертання породоруйнівного інструменту, які дозволяють досягти значного збільшення швидкості проходки свердловини, майже не можливе.

При поглибленні вибою свердловини, на роботу доліт ріжучого типу впливає так багато факторів, труднощі вимірювання та ідентифікації коливних процесів в колоні настільки великі, що отримані результати є малозв'язаними і не піддаються узагальненням. Тому при вивченні динаміки компоновки приходиться штучно відокремлювати поздовжні та крутильні коливання.

Аналіз відпрацювання доліт ріжучого типу (ІСМ) на родовищі Тимано-Печорської провінції [39] показав, що однією з основних причин виходу з ладу долота є злом та випадання ріжучих елементів із матриці з утворенням кільцевої проточки в корпусі долота. Оцінка сил, що діють на окремі різці долота при відсутності коливання бурильної колони і нерівностей на вибої, показали, що в таких умовах осьове навантаження на різці не перевищує 1500-2000 Н, а тангенційні сили 600-900 Н. Такі навантаження, не можуть бути причиною зломів і випадання ріжучих елементів та пластичних деформацій гнізд матриці долота. Ці дані підтверджують, що основною причиною руйнування озброєння долота є динамічні навантаження, що діють на долото в процесі буріння та спуско-підіймальних операціях.

Значний вклад у вивчення динамічності роботи породоруйнівного інструменту в процесі буріння внесли Л.Є. Симонянц і О.М. Некрасов [76, 90, 91]. Проведені ними експериментальні дослідження дозволили встановити, що із зростанням осьового навантаження на долото коефіцієнт динамічності зростає, а з ростом частоти обертання - зменшується. Для алмазних і фрезерних доліт коефіцієнт динамічності осьового навантаження не перевищує 1,1.

В процесі розбурювання порід долотами ріжучого типу в основному виникають крутильні коливання [6, 18, 59, 63]. Механізм виникнення таких коливань пояснюють наступним чином: під дією тангенційної сили в гірській породі перед породоруйнівними елементами долота досягається граничний стан, і порода руйнується. Різко зменшується момент опору породи обертанню долота. Потенційна енергія бурильного інструменту, що звільнилася, сприяє обертанню долота з прискоренням. По мірі обертання долота опір породи збільшується, а прискорення зменшується і міняє знак, тобто долото сповільнює рух до моменту

наступного руйнування породи. Таким чином, кутова швидкість коливається навколо середнього значення з амплітудою та частотою, які залежать від властивостей породи і жорсткості бурильного інструменту. В нерівномірному обертанні приймає участь і бурильний інструмент, що має значну масу, і обумовлює виникнення великих динамічних навантажень на ріжучі елементи долота і інструмент у фазі сповільнення обертання при крутних ударах.

Крутильні коливання бурильної колони можуть виникати також в результаті неоднорідності породи, при переході долота меж порід з різною твердістю, при заклинюванні долота на вибої, при пуску двигуна для обертання колони та нерівномірності осьового навантаження. Проведені експериментальні дослідження з вивчення вібрацій при алмазному бурінні [56, 57] показали, що коефіцієнт динамічності крутного моменту може досягати 1,7-2. Крутильні коливання бурильної колони при заглибленні свердловини долотом ріжучого типу на сьогоднішній день ще мало вивчені.

При аналітичному дослідженні коливань бурильного інструменту колону бурильних труб моделюють сукупністю зосереджених мас [66], напівнескінченим або нескінченим однорозмірним стержнем [37, 38, 96], багаторозмірним стержнем [40, 58, 72, 86] при різних умовах закріплення кінців компоновки.

Найчастіше поздовжні коливання ділянки бурильних труб описують диференціальними рівняннями вигляду [11, 23, 38, 40, 52, 72]

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + 2h \frac{\partial u}{\partial t} - a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = g(x, t), \quad (1. 10)$$

де  $u$  - пружне осьове зміщення;

$x$  - координата перерізу;

$h$  - коефіцієнт опору;

$a^2 = E/\rho$ ,  $E, \rho$  - модуль пружності та густина матеріалу труби;

$g(x, t) = p(x, t)/(\rho A)$ ;  $p(x, t)$  - інтенсивність зовнішнього навантаження;

$A$  - площа поперечного перерізу труби.

Якщо в рівнянні (1.10) прийняти  $h = 0$ , то бурильна колона розглядається, як стержень без втрат [58, 72].

Ю.М. Гержберг, І.Е. Долгий, Т.Г. Авакян [39] при розгляді питання застосування наддолотних амортизаторів при заглибленні вибою долотами ріжуче-стираючого типу, задають координати центра долота залежністю, яка враховує властивості породи у вигляді

$$U = \frac{A}{2} \left( 1 - \cos \frac{30\omega_g}{c} t \right) - \frac{P_{oc}}{k_n}, \quad (1.11)$$

де  $A$  - амплітуда перешкод по осі  $z$ ;

$P_{oc}$  - осьове навантаження на долото;

$k_n$  - приведена жорсткість перешкоди;

$c$  - скважність перешкоди, яка характеризує відношення довжини перешкоди в інтервалі збільшення її висоти і довжини кола вибою;

$\omega_g$  - частота обертання долота;

$t$  - час роботи.

Крутильні коливання компоновки при умові, що сили опору обертанню пропорційні кутовій швидкості, як правило, описують [22, 37, 72, 73, 89] диференціальними рівняннями вигляду

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} + 2h \frac{\partial \varphi}{\partial t} - a^2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} = g(x, t), \quad (1.12)$$

де  $\varphi$  - кутове зміщення;

$h$  - коефіцієнт опору;

$a^2 = G/\rho$ ,  $G$  - модуль зсуву матеріалу труби;

$g(x, t) = M(x, t)/I_0$ ;  $M(x, t)$  - розподілений по довжині момент зовнішнього навантаження;

$I_0$  - момент інерції одиниці довжини вала.

При відсутності зовнішніх навантажень одержимо рівняння вільних коливань вала без урахування опору середовища

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2}. \quad (1.13)$$

Рівняннями такого роду користувалися автори роботи [85].

Граничну умову знизу на долоті часто задають з використанням взаємозв'язку між поздовжніми та крутильними коливаннями [89]

$$M_d = M_{\text{пит}} P_d, \quad (1.14)$$

де  $M_d$ ,  $P_d$  - динамічні складові крутного моменту і осьової сили на долоті;

$M_{\text{пит}}$  - питомий момент.

Широкому використанню залежності (1.14) перешкоджає необхідність постановки спеціальних експериментів при різних умовах буріння для визначення питомого моменту  $M_{\text{пит}}$ , оскільки відомі емпіричні залежності не можуть бути використані тому, що стосуються статичних, а не динамічних складових сил і моментів на долоті.

Значну роль крутильні коливання також відіграють в питаннях міцності, довговічності і економічності роботи вибійних двигунів.

Динаміка бурильного інструменту, що містить вибійні двигуни, досліджена в роботах Васильєва Ю.В., Векерика В.І., Гусмана М.Т., Іонесяна Ю.Р., Копилова В.Е., Лебедева Н.Ф., Мавлютова М.Р., Огороднікова П.І., Симонянца Л.Е., Шлика Ю.К. та інших, в яких розкриті основні закономірності динаміки роботи ротора, бурильної колони і долота в процесі буріння.

При дослідженні динаміки бурильної колони крутильні коливання в основному вивчаються в двох аспектах: або, як фактор, що впливає на ефективність

руйнування породи і збільшення к.к.д. вибійних двигунів [63, 101] або в зв'язку з вивченням резонансних режимів роботи бурильної колони.

Коливання ротора турбобура і взаємодію ротора із статором, як правило, не розглядають. В дійсності такий зв'язок здійснюється через промивну рідину. Момент сил тертя  $M_{тр}$  в п'яті, який можна вважати пропорційним осьовому навантаженню на п'яту, зменшується із зростанням відносної частоти обертання ротора і статора  $(u_p - u_c)$ . Крутильний момент, що виникає на турбінних дисках ротора і статора, також залежить від їх відносної швидкості.

Н.Ф. Лебедев [63] описує крутильні коливання системи ротор-статор системою двох нелінійних диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} I_p \frac{d\omega}{dt} = M_o - K \left( \omega - \frac{d\varphi_c}{dt} \right) - B - \frac{\alpha P^2 + \beta P + \gamma}{\omega}; \\ I_c = \frac{d^2 \varphi_c}{dt^2} = -M_o + K \left( \omega - \frac{d\varphi_c}{dt} \right) - c_k \varphi_c, \end{cases} \quad (1.15)$$

де  $I_p, I_c$  - моменти інерції одиниці ротора і статора;

$c_k$  - жорсткість при крученні бурильної колони;

$\varphi_c$  - кут повороту статора;

$K$  - крутизна робочої характеристики турбобура;

$\omega$  - частота обертання долота;

$P$  - осьове навантаження;

$B, \alpha, \beta, \gamma$  - постійні коефіцієнти, що враховують відповідно конструкцію долота, фізико-механічні властивості породи  $(\alpha, \beta)$  і типорозмір вибійного двигуна.

Ці рівняння враховують взаємозв'язок крутильних коливань бурильної колони і турбобура, та є нелінійними внаслідок гармонічного характеру зміни осьового навантаження в часі.

В розрахунковій моделі для  $i$ -ї турбінної секції шуканими функціями є кути повороту довільного січення вала ротора  $\varphi_{p(i)}(x, t)$ , пакету дисків ротора

$\psi_{p(i)}(x, t)$ , пакету дисків статора  $\psi_{c(i)}(x, t)$  і корпусу статора  $\varphi_{c(i)}(x, t)$ . При складанні рівнянь крутильних коливань ротора і статора турбінної секції враховують те, що активний і реактивний моменти в двигуні діють на пакети турбінних дисків ротора і статора, а момент сил тертя – на корпус турбобура.

Аналізуючи проблему динаміки гідравлічних вибійних двигунів, можна зробити висновок, що при моделюванні роботи бурильного інструменту заміна турбобура одним стержнем може привести до значних похибок оцінки характеру динамічної взаємодії долота з вибоєм.

Одним із шляхів підвищення ефективності руйнування породи та зменшення динамічних навантажень на породоруйнівні елементи долота, покращення роботи вибійних двигунів та бурильної колони є використання, в компоновці низу бурильної колони, вибійних віброзахисних пристроїв.

Про доцільність та ефективність використання в компоновці бурильного інструменту вибійних амортизаторів свідчать результати промислових та експериментальних досліджень зарубіжних і вітчизняних дослідників [12, 14, 18, 21, 34, 39, 50, 53, 55, 66, 69, 80, 87, 95].

В.С. Владиславлев [31] провів експериментальні дослідження ефективності роботи моделей доліт ріжучого типу на стенді при включенні над долотом пружного елемента з осьовою жорсткістю і без нього. При цьому не вдалося однозначно виявити вплив пружного елемента на швидкість заглиблення вибою. В одних випадках при використанні пружного елемента швидкість була більшою ніж при жорсткому шпінделі і навпаки. Його дані свідчать про те, що при підборі характеристик пружного елемента і параметрів режиму буріння можна змінити швидкість заглиблення вибою свердловини на 35%.

В.Е. Копилов, Ю.А. Чистяков, Е.М. Мухін [56] встановили, що при використанні в компоновці амортизатора для крутильних коливань зменшується питомий розхід алмазів, середня проходка на алмазну коронку, не значно зростає. В деяких випадках механічна швидкість буріння зростала на 22%.

Н.Н. Суманев [97], наводячи результати використання амортизаторів крутильних коливань ЗАК-4 в алмазному бурінні, відзначає підвищення проходки на 30%.

Таким чином, зміна параметрів компоновки суттєво впливає на динаміку і ефективність роботи долота. Очевидно, при створенні математичних моделей роботи бурильного інструменту необхідно враховувати спільну роботу долота і бурильної колони. Створення більш загальних розрахункових моделей коливання січень бурильної колони і доведення до числових значень параметрів коливного процесу, дозволить виявити нові закономірності і дати оцінку впливу динаміки бурильної колони на показники роботи долота.

#### 1.4. Динамічність і ефективність роботи доліт ріжучого типу при бурінні свердловин

Використання вітчизняних та зарубіжних доліт озброєних різцями типу "стратапакс" підтверджує високу ефективність процесу руйнування гірських порід, розширює області їх використання в різних умовах. [33, 61, 65, 75, 115].

Долота ріжучого типу використовуються при бурінні роторним способом і з використанням вибійних двигунів (турбобурів, гвинтових двигунів, електробурів) для розбурювання комплексу порід від м'яких з пропластками в'язких порід до твердих і абразивних [1, 45].

Долотом R4 фірми Norton Christensen було пробурено 686,5 м ( в тому числі 638,4 м з використанням трьохсекційного турбобура) гірських порід, представлених в основному алевролітами, аргилітами, вапняками середньої твердості і пісковиками [1].

Аналізуючи роботу даного долота ріжучого типу можна відмітити, що механічна швидкість проходки, середня проходка на долото і стійкість його на



вибої в порівнянні з показниками роботи сучасних шарошкових доліт з герметизованими опорами (2JS, SVN, J22) при однакових умовах вище відповідно в 1,57; 2,92; 1,86 раз. Ці дані підтверджують ефективність використання доліт ріжучого типу, особливо в поєднанні з турбобуром відповідної потужності.

Для доліт ріжучого типу призначени для буріння турбінним способом або з використанням інших вибійних двигунів рекомендована частота 200...1200 хв<sup>-1</sup> і порівняно невелике осьове навантаження 40...80 кН. Послідня обставина важлива з точки зору запобігання викривлення стовбура свердловини, сприяє покращенню енергетичних витрат в бурінні і дорогих обважнених бурильних труб (ОБТ), зменшення небезпеки прихоплень ОБТ в зонах залягання проникливих порід в розрізі свердловини, створенню сприятливих умов для отримання маятникового ефекту.

Використання вибійних двигунів вимагає збільшення гідравлічної потужності, що підводиться до вибою свердловини, та надійної роботи потужних бурових насосів і самих двигунів (збільшення міжремонтного ресурсу).

Для обґрунтування застосування прогресивної технології руйнування гірських порід, на Карачаганакському родовищі [85] було проведено випробування доліт алмазних ріжучого типу АРТ. Згідно даних порівняльних випробувань шарошкових доліт та доліт АРТ, при відносно однаковій середній швидкості буріння долота ріжучого типу по проходці на долото переважають шарошкові долота в 15-17 раз. Найкращі результати показали долота АРТ бельгійського виробництва L<sub>x</sub>-302. Полікристалічне алмазне долото S-95 фірми Smith встановило рекорд проходки за один рейс – 2146 м, це був третій рейс долота. Цей рейс був здійснений при бурінні похилонаправленої свердловини в Мексиканській затоці в інтервалі 976 – 3122 м. Буріння тривало протягом 222,5 год при середній механічній швидкості буріння 9,6 м/год. Долото відпрацьовувалося на частоті обертання 130-140 хв<sup>-1</sup> при навантаженні на долото 36-68 кН. Розріз був представлений пісковиками і сланцями. Загальна проходка становила 4620 м при середній механічній швидкості буріння 12,4 м/год. Одне це долото дозволило замінити 15-20 шарошкових [8].

Поряд з позитивними даними було отримано і ряд негативних результатів, що приводять до висновку про необхідність вдосконалення технологій буріння долотами ріжучого типу, підбору типів доліт для різних геологічних умов. Дослідження впливу параметрів бурильної колони і режимів буріння на величину динамічних зусиль на долоті і ефективність заглиблення вибою представляє практичний і науковий інтерес.

На сьогоднішній день відома велика кількість досліджень, що дають якісну та кількісну оцінку ефективності заглиблення вибою долотами ріжучого типу. Найбільш відомі серед них належать Алексеєву Л.А., Ачкуріну Х.І., Ахметшину Д.М., Бочковському О.М., Вовчановському І.Ф., Ворожцову М.І., Драганчук О.Т., Ейгелесу Р.М., Мавлютову М.Р., Кагарманову Н.Ф., Кунцяку Я.В., Сукманову Г.И., Філімонову М.М. та іншим. Але у цих роботах ще недостатньо пов'язані динаміка долота і ефективність його роботи. Отримані залежності не враховують вплив параметрів компоновки бурильної колони на зміну механічної швидкості буріння свердловини та працездатність озброєння долота ріжучого типу. Це не дозволяє обгрунтовано підбирати параметри бурильного інструменту і режим його роботи, при якому забезпечують мінімальну собівартість буріння.

Ефективність роботи доліт ріжучого типу, в першу чергу, визначається режимними параметрами - осьовим навантаженням і частотою обертання.

Описуючи зміну механічної швидкості буріння від параметрів режиму буріння Федоров В.С. [99] запропонував залежність у вигляді

$$V_{\text{мех}} = A \cdot P_{\text{ос}}^a \cdot \omega^b, \quad (1.16)$$

де  $A$ ,  $a$ ,  $b$  – постійні емпіричні коефіцієнти, що враховують параметри долота і компоновки;

$P_{\text{ос}}$  - осьове навантаження на долото;

$\omega$  - кутова швидкість обертання долота.

Модель фірми АМОСО [68] використовує нижче приведену залежність прогнозних розрахунків механічної швидкості  $V_{\text{мех}}$  буріння м'яких порід при зміні осевого навантаження  $P_{\text{ос}}$  і частоти  $\omega_d$  обертання долота

$$V_{\text{мех}} = \left( \frac{a\sigma^2 D^3}{\omega_d^b P_{\text{ос}}^2} - \frac{c}{\omega_d D} \right)^{-1}, \quad (1.17)$$

де  $D$  - діаметр долота;

$a, b, c$  - постійні коефіцієнти, що залежать від промивної рідини, форми насадок, частоти обертання долота;

$\sigma$  - міцність породи.

Мавлютов М.Р. [70] для оцінки величини механічної швидкості  $V_{\text{мех}}$  буріння порід з різною енергоємністю запропонував використовувати залежність, яка враховує підведену до долота потужність  $N_d$  в виді

$$V_{\text{мех}} = \frac{N_d}{A_v S_B}, \quad (1.18)$$

де  $S_B$  - площа вибою свердловини;

$A_v$  - енергоємність руйнування породи.

Крім вказаних залежностей (1.16)–(1.18) існує ряд інших залежностей, які не мають принципових відмінностей. При їх використанні мають місце значні похибки, оскільки вони не враховують динаміку роботи долота і компоновки. Тому вони служать для порівняльної оцінки руйнування різних типів порід.

Суттєвим недоліком емпіричних моделей роботи долота є те, що для їх використання необхідна велика кількість експериментальних даних, внаслідок чого оптимальні типи доліт і режими буріння можна встановити тільки після буріння великої кількості свердловин.

Важливим параметром, від якого в значній мірі залежить степiнь руйнування породи, є контактний тиск із сторони озброєння долота на породу. Для об'ємного руйнування пружно-крихких і пружно-пластичних порід необхідне дотримання умови [10]

$$P_k = \frac{P_{oc}}{S_k} \geq p_{ш}, \quad (1.19)$$

а при зростанні глибини буріння  $P_k = \frac{P_{oc}}{S_k} \geq (p_{ш} + p_{ст}),$

де  $p_k$  - контактний тиск на породу;

$P_{oc}$  - осьове навантаження на долото;

$S_k$  - площа контакту породоруйнуючих елементів з породою;

$p_{ш}$  - твердість породи за штампом;

$p_{ст}$  - гідростатичний тиск.

Вивчаючи вплив частоти обертання долота  $\omega$  на швидкість буріння  $V_{мех}$  була встановлена емпірична залежність [83]:

$$V_{мех} = \omega^b H, \quad (1.20)$$

де  $H$  - заглиблення долота за один оберт;

$b \leq 1$  - показник, який враховує параметри компоновки бурильної колони і долота, властивості породи і інші фактори.

Слід, відзначити, що долота оснащені різцями типу "стратапакс" при швидкому обертанні забезпечують формування профілю стінок свердловини, що покращує умови роботи компоновки низу бурильної колони. Тому загальна думка дослідників зводиться до рекомендацій відносно використання доліт ріжучого типу з вибійними двигунами, особливо при невеликих осьових навантаженнях в породах середньої твердості.

Область застосування доліт ріжучого типу охоплює діапазон частот обертання, який відповідає всім існуючим способам буріння. При всіх режимах буріння, окрім діапазону надто малих осьових навантажень, долота ріжучого типу перевершують за показниками швидкості проходки алмазні долота – при високих частотах обертання в 2,5 – 3 рази, а при низьких – майже в 5 раз. Крутний момент пропорційний осьовому навантаженню на долото, і майже не залежить від частоти обертання.

Для оцінки породоруйнівного інструменту з енергетичної точки зору і проектування режиму буріння, визначають енергоємність руйнування [29]. За енергоємність приймають роботу, затрачену на руйнування і відокремлення від вибою одиниці об'єму гірської породи, тобто питому роботу  $A_{\text{пит}}$ .

$$A_{\text{пит}} = \frac{A}{V_{\text{п}}}, \quad \checkmark \quad (1.21)$$

Робота  $A$  витрачена на руйнування гірської породи в об'ємі  $V_{\text{п}}$  визначається

$$A = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_{\text{к}} d\varphi = 2\pi M_{\text{к}} \omega t, \quad (1.22)$$

де  $M_{\text{к}}$  - крутний момент на долоті;

$\omega$  - частота обертання долота;

$t$  - час буріння.

Об'єм  $V_{\text{п}}$  вибуреної породи визначається

$$V_{\text{п}} = \frac{\pi D_{\text{с}}^2}{4} V_{\text{мех}} t, \quad (1.23)$$

де  $D_c$  - діаметр свердловини;

$V_{\text{мех}}$  - механічна швидкість буріння.

Аналіз результатів підрахунку енергоємності руйнування породи габбро долотом ріжучого типу показує, що із збільшенням осьового навантаження відбувається незначне зниження енергоємності, а швидкість обертання не впливає на цей показник.

Згідно виконаних експериментальних досліджень [29] при руйнуванні мармуру, відносний розподіл питомого навантаження  $P_o$  і питомої енергоємності руйнування  $A_o$  на вибої свердловини можна описати рівняннями

$$P_o = 0,186 \cdot \left( \frac{r}{r_d} \right)^{-0,38}; \quad (1.24)$$

$$A_o = 1,03 + 0,46 \left( \frac{r}{r_d} \right), \quad (1.25)$$

де  $r$  - текучий радіус робочої поверхні долота;

$r_d$  - радіус долота.

Пошук і уточнення шляхів прогнозування динаміки і ефективності роботи доліт ріжучого типу на основі узагальнених математичних моделей роботи бурової механічної системи з врахуванням особливостей процесу руйнування має велике наукове і практичне значення. Вміння обґрунтовано оцінити ефективність роботи озброєння долота, дозволить в кожному конкретному випадку виявити резерв інтенсифікації процесу руйнування порід.

1.5. Аналіз конструкцій і ефективність застосування віброзахисних пристроїв при бурінні з використанням доліт ріжучого типу

Для підвищення стійкості доліт, вибійних двигунів, елементів бурильної колони, збільшення терміну служби наземного обладнання, покращення контролю за процесом буріння використовують віброзахисні пристрої. Серед різних технічних засобів, для гасіння вібрацій при бурінні свердловин, широке застосування отримали вибійні амортизатори.

За останні роки розроблено і випробувано багато типів вибійних амортизаторів, які відрізняються, як за своїм функціональним призначенням (гасіння поперечних, поздовжніх і крутильних коливань), так і конструктивними особливостями вібропоглинаючих матеріалів.

Амортизатор це пружне з'єднання бурильної колони, що складається з двох частин – корпусу і шпінделя, які розділені пружним елементом і мають можливість взаємного переміщення. Основною частиною амортизатора є пружний елемент, який повинен бути розрахований на великі напруження, оскільки він сприймає осьове зусилля та крутний момент, і одночасно повинен гасити динамічні навантаження, які виникають при роботі долота. Створення надійного пружного елемента в амортизаторі, який повинен виконувати свою функцію з врахуванням вибійних умов – одна з складних проблем при його конструюванні.

Амортизатори поділяють на чотири основні типи: 1) з гумовими пружними елементами; 2) з металічними пружними елементами; 3) з комбінованими гумово-металічними елементами; 4) гідравлічні та пневматичні демпфери.

Серед відомих конструкцій, в яких пружний елемент виконаний у вигляді тарільчатої пружини, витої або точеної пружини, можна виділити амортизатори ВГАЗ-4 “Грузія”, АНП-195, бурові амортизатори (а.с. № 2500248, 451833, 488908, 287858 та інші), серед закордонних конструкцій Shock Sub, Damping Sub [85]. Вони відрізняються простотою конструкцій, малогабаритні і довговічні, добре працюють в абразивному середовищі. Але через нелінійність робочих характеристик та незадовільну роботу в умовах високочастотних вібрацій вони не знайшла широкого застосування.

Прикладом амортизаторів, в яких використано гумово-металічні пружні елементи, є вибійні віброгасники ВЗ-195 і ВЗ-240 [54]. Ці амортизатори відрізня-

ються компактністю, можливістю заміни пружних елементів, широким діапазоном зміни характеристики жорсткості і підвищеною надійністю. Амортизатор представляє собою телескопічний пристрій, який складається з шпінделя, корпуса і розміщених між ними еластометалічними ступенями. Ступінчата конструкція пружного елемента дозволяє одночасно гасити поздовжні і крутильні коливання та покращує тепловідвід від робочих ступеней. До недоліків конструкції можна віднести швидке спрацювання гумових кілець та відсутність можливості незалежного регулювання жорсткості для відповідних коливань.

Великий інтерес представляють також амортизатори у вигляді гідравлічного демпфера, які виконуються у вигляді дросельних пристроїв або пластинчатих конструкцій. Дросельні демпфери виготовляються у вигляді поршня, що розділяє циліндр на дві порожнини, заповнені рідиною. Гасіння коливань відбувається за рахунок сил опору в рідині (а.с. №. 312038, 394543 та інші). Пластинчаті гідравлічні демпфери являють собою набір плоских пластин, між якими знаходиться досить в'язка рідина. При стисканні пластин в тонкому шарі рідини виникає гідродинамічне зусилля, що і приводить до гасіння енергії коливань. Як демпфер в амортизаторі може бути використаний стиснений газ [81]. Недоліком амортизаторів даного типу є складність конструкцій та висока вартість, внаслідок необхідності забезпечення їх герметичності.

Особливі властивості гуми зробили найбільш поширеними амортизатори з гумовими пружними елементами різної форми. При стискуванні в замкнутому об'ємі гума веде себе аналогічно рідині, тому для стиску гуми в одному напрямку необхідно передбачити можливість її розширення в іншому. Жорсткість гумової конструкції тим більша, чим менша висота гуми та більша площа січення. Пружність гуми залежить не тільки від її якості, площі січення і товщини шару, але і від форми гумового елемента.

На сьогоднішній день відомо велика кількість конструкцій амортизаторів з гумовими пружними елементами [18, 20, 22, 54, 81]. Необхідно відзначити ряд конструкцій, які знайшли найбільше застосування. В основу конструкцій пружного елемента амортизаторів АБО-1 і АПО покладена деформація тонкостінної



оболонки, заповненої гумовим наповнювачем, який стискається двома плаваючими поршнями. Конструкції цих амортизаторів відрізняються тільки тим, що в амортизаторі АПО оболонка має прорізи і внутрішню втулку із зміщеними прорізами [54]. Наявність в їх конструкціях гвинтової пари, яка одночасно сприймає осьове навантаження та крутний момент на долото, призводить до швидкого її зношування та до того, що зменшуючи коливання одного виду, вони одночасно є генератором коливань іншого виду.

Амортизатори типу “Кубанець”, які одночасно гасять поздовжні та крутильні коливання, можуть застосовуватися як при обертовому бурінні, так і при всіх видах ударного та вібраційного буріння. Але конструкція амортизатора складна і ненадійна в роботі у зв'язку з великою кількістю штифтових з'єднань.

Амортизатори з пружними та гумовими демпферами знайшли широке застосування і закордоном. Прикладом може служити віброгасник фірми “Дрілко” [81]. Простір між корпусом і валом в цій конструкції заповнено гумою, яка привулканізована до їх поверхонь. Жорсткість амортизатора може бути змінена за рахунок скорочення або подовження гумової частини. При бурінні на великих глибинах, де підвищення терміну служби долота значно покриває витрати на використання амортизатора, як пружні елементи застосовують термостійку гуму або металеві пружини у вигляді сільфона.

В ІФДТУНГ розроблено і виготовлено ряд конструкцій віброзахисних пристроїв, проведені їх випробування і впровадження [22]. Серед конструкцій, які знайшли найбільше використання є регулятор динамічного режиму роботи бурильної колони – РДБК. Регулятор встановлюють в стиснутій частині бурильної колони або безпосередньо над долотом і призначений він для гасіння поздовжніх коливань. В основу конструкції пружного елемента покладена деформація тонкостінної оболонки, робоча частина якої захищена товстостінною оболонкою. Простір між стволом, поршнями та внутрішньою поверхнею оболонки заповнено гумовим наповнювачем. Використання регулятора в компоновці низу бурильної колони дозволяє зменшити амплітуди вібрацій бурильної колони і наземного обладнання в 2-4 рази і покращити техніко-

економічні показники буріння свердловин, внаслідок збільшення проходки на долото на 20-35 % при збереженні або рості механічної швидкості буріння.

Розглянені типові конструкції амортизаторів коливання бурильної колони, не охоплюють всього існуючого різноманіття конструкцій. Але необхідно відзначити, що переважна більшість конструкцій амортизаторів призначені для гасіння тільки одного типу вібрацій (поздовжніх або крутильних). Неefективність тих конструкцій амортизаторів, які дозволяють одночасно гасити поздовжні та крутильні коливання - в тому, що для гасіння цих коливань використовується один пружний елемент, що робить не можливим підбирати та регулювати характеристики жорсткості пружного елемента для відповідних коливань.

Дослідження проведені в нашій країні і закордоном підтверджують позитивний вплив гасіння коливань на показники буріння [56, 66, 73, 81, 87, 97]. Правильне використання амортизаторів може дати суттєвий економічний ефект. Аналізуючи результати промислових випробувань та використання амортизаторів, можна зробити наступні висновки:

- застосування амортизаторів при бурінні м'яких і високопластичних порід веде до зменшення динамічного ущільнення цих порід створюючи найкращі співвідношення міцності матеріалів доліт і розбурюваних гірських порід;
- зменшення вібрацій дає можливість збільшувати довговічність роботи доліт, підвищити проходку на долото, знизити собівартість буріння свердловин;
- при бурінні долотами ріжучого типу, застосування амортизаторів позитивно впливає на захист породоруйнівних елементів від сколу та викришування з матриць;
- використання амортизатора дозволяє збільшити моторесурс вибійних двигунів, підвищити надійність роботи струмопровідників при використанні електробурів та покращити роботу різьбових з'єднань бурильних і обважнених труб;
- при бурінні глибоких свердловин амортизатор захищає долото від перевантажень при встановленні інструменту на вибій;
- при роботі колонкових пристроїв застосування амортизатора підвищує винос керну;

- використання амортизаторів дозволяє зменшити вібрації наземного бурового обладнання, покращити умови праці працівників бурових бригад.

## 1.6. Постановка задач дослідження

Аналіз вітчизняних та зарубіжних досліджень дозволив оцінити стан і основні напрямки конструювання, вивчення динаміки і ефективності роботи доліт ріжучого типу і бурильного інструменту при бурінні свердловин.

Встановлено, що на сьогоднішній день відсутні багатофакторні залежності, що пов'язують показники руйнування породи та конструктивні параметри елементів озброєння доліт ріжучого типу і режими їх роботи. Існуючі залежності в основному, присвячені вивченню окремих особливостей процесу і важко піддаються узагальненням. Це пов'язано з тим, що при дослідженнях недостатньо відтворювались характерні особливості роботи ріжучих елементів долота.

При конструюванні доліт ріжучого типу не достатньо враховувався перерозподіл навантажень на ріжучі елементи та вплив зміни конструктивних параметрів долота на динаміку його роботи. Існуючі математичні моделі роботи долота, які базуються в основному на використанні характеристик процесу руйнування одиничними різцями, спрощені і не дозволяють вивчати роботу долота з врахуванням динамічних процесів при бурінні.

Аналіз коливань бурильного інструменту при заглибленні вибою долотами ріжучого типу дозволив встановити, що основною причиною руйнування озброєння долота та погіршення роботи бурильного інструменту є динамічні навантаження, що діють на долото в процесі буріння. Найбільший негативний вплив на долота ріжучого типу, мають крутильні коливання.

Аналіз конструкцій відомих віброзахисних пристроїв показує, що використання одного пружного елемента для гасіння поздовжніх та крутильних коли-

вань, робить неможливим підбирати та регулювати їх жорсткісні характеристики для відповідних коливань.

Метою даної роботи є розробка шляхів вдосконалення технології буріння свердловин долотами ріжучого типу на основі теоретичних досліджень роботи бурильної колони з віброзахисними пристроями.

Основні задачі наукового дослідження:

- аналіз досліджень роботи доліт ріжучого типу, озброєних ріжучими елементами типу "стратапакс" і бурильного інструменту при бурінні свердловин;
- розробка аналітичних моделей динаміки роботи доліт ріжучого типу при роторному та турбінному способах буріння;
- дослідження впливу конструктивних параметрів долота та бурильного інструменту на динаміку роботи та показники ефективності процесу заглиблення свердловини;
- дослідження впливу параметрів режиму буріння на динаміку роботи долота ріжучого типу;
- розробка, дослідження та промислова перевірка ефективності застосування універсального бурового амортизатора при роботі доліт ріжучого типу.

При проведенні досліджень в роботі широко використовуються аналітичні методи моделювання динамічних процесів взаємодії озброєння доліт ріжучого типу з вибоєм свердловини, а також роботи бурильної колони, які базуються на основних законах механіки та дозволяють встановити багатофакторні взаємозв'язки між параметрами бурової механічної системи і показниками динамічності і ефективності процесу буріння. За допомогою ЕОМ визначаються основні закономірності зміни цих показників.

При вивченні динаміки роботи доліт типу "стратапакс" прийнято ряд припущень, тому при оцінці отриманих результатів використовується комбінований метод, що передбачає проведення прогностичних розрахунків, перевірку і доповнення отриманих результатів експериментальними даними.

## РОЗДІЛ 2

### МОДЕЛЮВАННЯ ВЗАЄМОДІЇ ДОЛОТА РІЖУЧОГО ТИПУ З ВИБОЄМ СВЕРДЛОВИНИ

Необхідність вивчення динаміки долота ріжучого типу обумовлюється все зростаючими вимогами практики до підвищення техніко-економічних показників буріння. Для вибору шляхів вдосконалення і розробки нових конструкцій доліт, які б вирізнялися високою продуктивністю і стійкістю, необхідно мати чітку уяву про процес взаємодії долота з вибоєм при різних параметрах компоновки бурильної колони. Зміна компоновки бурильної колони, включення в її січення віброзахисних пристроїв та опорно-центруючих елементів суттєво міняють динаміку взаємодії озброєння долота з вибоєм свердловини. Тому вдосконалення загальних розрахункових моделей взаємодії озброєння долота з вибоєм з урахуванням впливу параметрів бурильного інструменту, являє собою значний науковий і практичний інтерес.

На відміну від емпіричних рівнянь, що описують буровий процес [17, 19, 100, 109], і які в ряді випадків успішно застосовуються для прогнозування показників ефективності і оперативності керування заглибленням свердловини, математичне моделювання дозволить оцінити вплив на них параметрів механічної системи.

Нище приведені розроблені аналітичні моделі розрахунку роботи бурильного інструменту при бурінні вертикальної свердловини роторним і турбінним способом з урахуванням основних закономірностей взаємодії озброєння долота ріжучого типу з вибоєм, що деформується і руйнується. Це дає можливість розрахунковим шляхом визначати динамічні параметри взаємодії породоруйнівного інструменту з вибоєм і прогнозувати показники ефективності процесу буріння.

## 2.1. Моделювання процесу роботи долота ріжучого типу

Серед шляхів вдосконалення доліт ріжучого типу одним із найбільш обґрунтованим є метод проектування озброєння доліт для конкретних геологічних і техніко-технологічних умов буріння на основі аналітичних адаптованих моделей, що описують динамічну взаємодію ріжучих елементів з вибоєм і ефективність його руйнування. При такому підході можна досить обґрунтовано підібрати основні параметри долота для забезпечення ефективного заглиблення вибою свердловини.

На сьогоднішній день існуючі моделі роботи долота ріжучого типу в основному призначені для прогнозування ефективності заглиблення вибою свердловини, і не враховують при цьому перерозподіл зусиль на ріжучих елементах долота під час взаємодії з породою, а також вплив параметрів компоновки бурильного інструменту на динамічність та ефективність його роботи.

Розглянемо процес руйнування гірської породи долотом ріжучого типу озброєного породоруйнуючими елементами типу "стратапакс" (рис 2.1).

Руйнування гірської породи ріжучими елементами розглядаємо, як різання з малою подачею, що здійснюється під дією на нього осьового навантаження  $P_{oc}$  і крутного  $M_d$  моменту. При правильно вибраній, у відповідності із твердістю розбурюваної породи, подачі (швидкості буріння) на породоруйнівний елемент, діють стабільні питомі осьові навантаження, що є важливим для запобігання руйнування елементів (різців). Сумарні зусилля на різець, як в напрямку дії осьового навантаження, так і в напрямку дії крутного моменту, зростають поступово в залежності від інтенсивності зношування різця, яка визначається абразивністю породи.

Описати аналітично рух долота ріжучого типу в процесі буріння, враховуючи всі особливості його взаємодії з вибоєм практично неможливо. Тому вво-

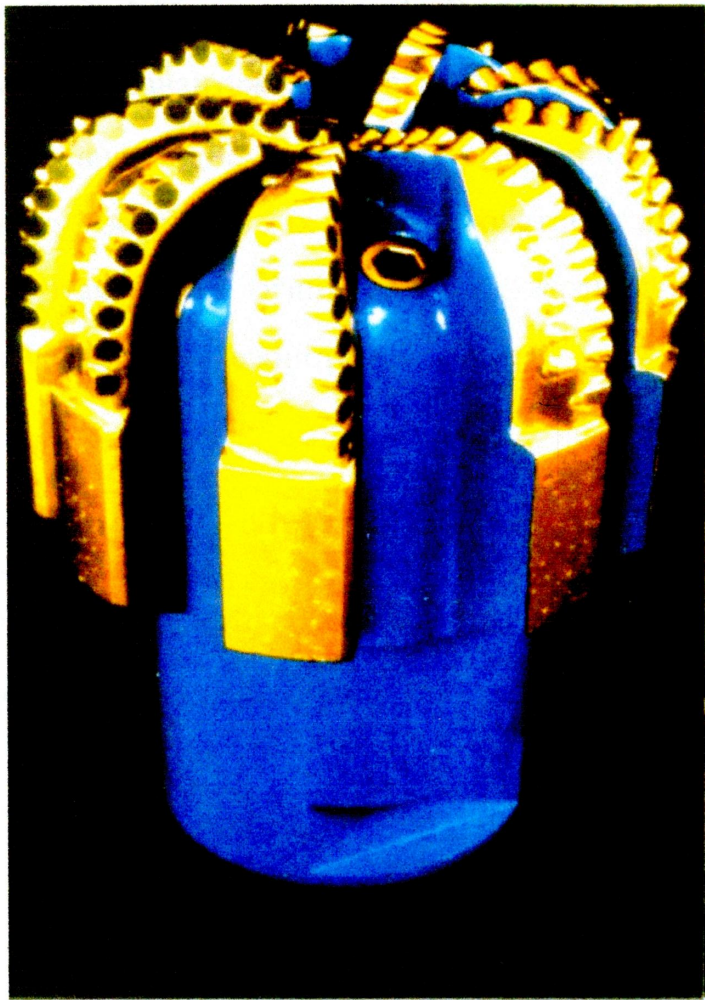
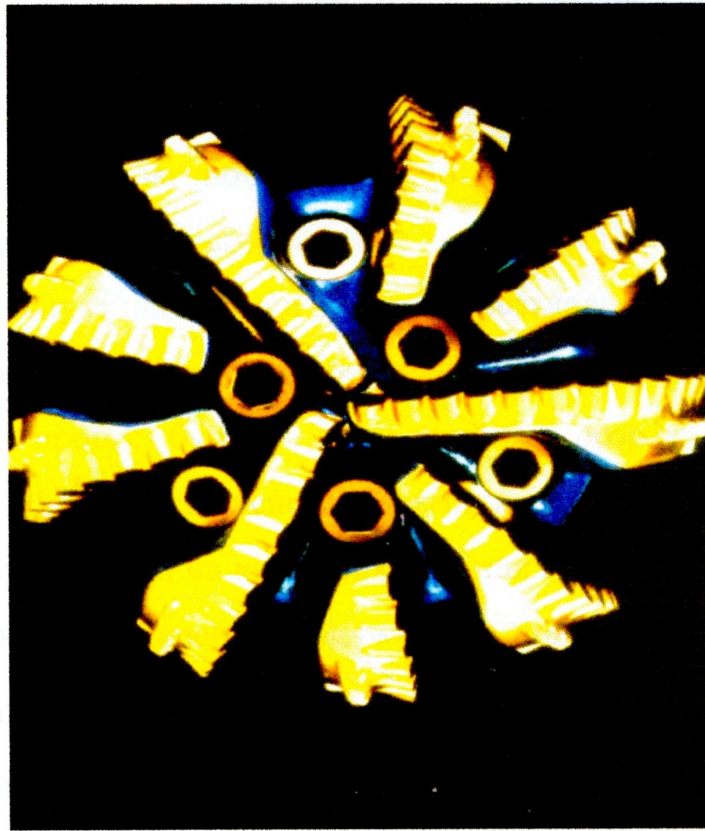


Рисунок 2.1. Долото ріжучого типу DS66H 12-1/4" (фірма "Hycalog")

димо ряд припущень, які несуттєво змінюють фізичну картину процесів при бурінні, але значно полегшують їх математичне дослідження: корпус долота і різці не деформуються; заглиблення  $H$  долота за один оберт є величина постійна; осі долота і свердловини співпадають.

Процес руйнування породи на вибої розглядаємо як суму дії одиничних різців, що знаходяться на робочій поверхні долота. Для вивчення руху долота ріжучого типу в процесі буріння, нами прийнята розрахункова схема, яка показана на рис. 2.2. Долото оснащено  $i$ -різцями, які армовані круглими пластинками радіусом  $R$  і розташовані на кільцевих  $k$ -вінцях (лініях різання). Передні робочі поверхні пластинок відхилені від нормалі до поверхні породи на кут  $\alpha$  і утворюють з дотичною до кругової траєкторії руху кут  $90^\circ - \alpha$ . Центри ріжучих пластинок різців віддалені від осі обертання долота на величину  $r_i$ .

При заглибленні  $H$  долота,  $i$ -різці кожного  $k$ -вінця під дією крутного моменту і осьового навантаження заглиблюються в породу на величину  $h_{ik}$  (рис.2.2.а). Неперервна і одночасна дія на різці одного вінця осьового зусилля і крутного моменту заставить їх заглиблюватись по спіралі. Виходячи із симетричності розташування різців на вінці, заглиблення різців  $k$ -го вінця в породу  $h_k$  визначиться за залежністю

$$h_k = \frac{H}{i_k}. \quad (2.1)$$

Нумеруючи вінці від центру вибою до периферії, використовуючи формулу 2.1, запишемо

$$h_k = \frac{h_{i1} \cdot i_1}{i_k}. \quad (2.2)$$



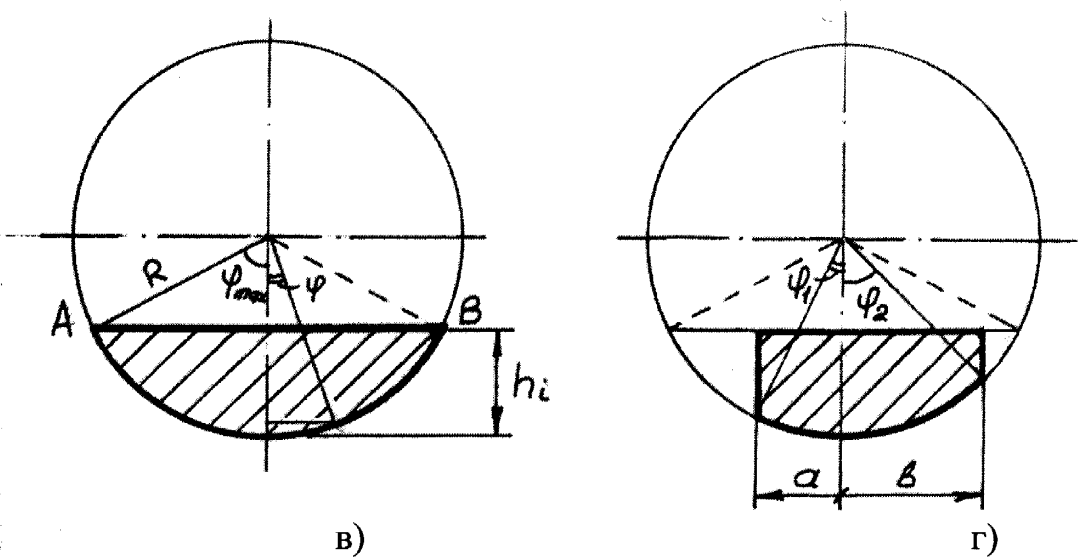
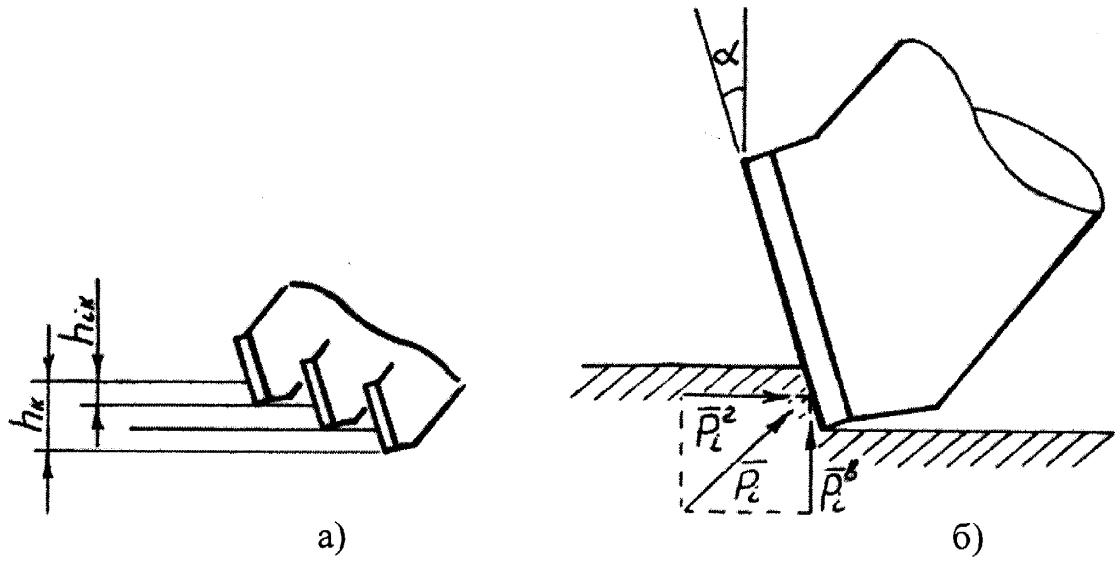


Рисунок 2.2. Розрахункова схема вивчення взаємодії ріжучого елемента з породою.

Різець, робоча частина якого розташована у фіксованому положенні відносно осі долота, під дією прикладених до нього сил одночасно заглиблюється в породу і рухається паралельно або під деяким кутом до її поверхні. Для того, щоб це стало можливим, різець повинен постійно руйнувати не тільки об'єм породи в зоні площадки контакту, але й виступ перешкоджаючий його руху вперед.

Проведені дослідження [2] показали, що різання гірської породи протікає не неперервною стружкою, а шляхом здійснення послідовних сколів, причому рухаючись різець кожний раз зрізає залишену від попереднього сколу спочатку плавно, а потім різко підняту вверх поверхню породи. З кожним мікроскачком руйнування породи і переміщення різця вперед, результуюча сила опір породи переміщується із нижньої на передню площину різця.

Розглянемо зусилля які діють на різець зі сторони вибою. На кожний різець долота діють вертикальне  $P_i^B$  і горизонтальне  $P_i^F$  зусилля (рис.2.2.б), які врівноважуються осьовим навантаженням  $P_{oc}$  і крутним моментом  $M_d$  на долоті.

Кожний породоруйнівний елемент має однакову подачу за один оберт, тому загальне осьове навантаження на долото є сумою зусиль, які приходять на кожний різець

$$P_{oc} = \sum_1^k P_i^B \cdot i_k, \quad (2.3)$$

де  $i_k$  - кількість різців на  $k$ -й лінії різання;

$k$  - кількість ліній різання.

Вертикальне зусилля на різець визначаємо за залежністю

$$P_i^B = \gamma \cdot P_{ш} \cdot S_i, \quad (2.4)$$

де  $\gamma$  - безрозмірний коефіцієнт, який враховує вплив вибійних умов на деформаційні властивості породи;

$P_{ш}$  - твердість породи за штампом;

$S_i$  - площа взаємодії різця з породою.

Величина заглиблення  $i$ -го різця може бути підрахована за формулою

$$h_i = R \cdot (1 - \cos\varphi) \cdot \cos\alpha, \quad (2.5)$$

де  $\varphi$  - половина кута між радіусами проведеними в точки перетину січної АВ при заглибленні сегмента пластинки на величину  $h_i$  (рис. 2.2.в).

Залежність зміни осьового навантаження при заглибленні різця в породу, згідно формули (2.4), можна записати у вигляді

$$dP_i^B = \gamma \cdot P_{ш} \cdot d \cdot S_i, \quad (2.6)$$

Приріст площі  $dS_i$  контакту різця при зміні заглиблення можна визначити за залежністю

$$dS_i = 2R \sin\varphi \cdot dh_i \cdot \sin\alpha, \quad (2.7)$$

де  $dh_i = R \sin\varphi d\varphi$  - взаємозв'язок між приростом кута  $\varphi$  і заглибленням різця.

Враховуючи залежність (2.7) запишемо

$$dP_i^B = 2\gamma P_{ш} \cdot R^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot d\varphi \cdot \sin\alpha. \quad (2.8)$$

Проінтегрувавши залежність (2.8) при зміні  $\varphi$  межах від 0 до  $\varphi_{\max}$ , отримаємо

$$P_i^B = \gamma \cdot P_{ш} \cdot \sin \alpha \cdot R^2 \left( \varphi_{\max} - \frac{1}{2} \sin 2\varphi_{\max} \right). \quad (2.9)$$

Із отриманої залежності очевидно, що із збільшенням кута нахилу площини круглої пластини різця  $\alpha$ , твердості породи  $P_{ш}$  та радіуса ріжучої пластини  $R$  зусилля для його заглиблення на величину  $h_i$  зростає, про що і свідчать розрахункові залежності  $P_i^B = f(h_i)$  показані на рис. 2.3.

Аналізуючи схеми розташування різців на корпусах існуючих доліт, можна зауважити, що різці на периферії і в центральній частині долота знімають різні по ширині кругові ділянки породи. Отже при розрахунках необхідно враховувати перекриття площин різання сусідніми різцями. Для встановлення залежності  $P_i^B = f(h_i)$  для даного випадку розглянемо схему показану на рис. 2.2.г.

Враховуючи залежність (2.6), вертикальне зусилля на різець для ділянок  $a$  і  $b$  запишеться у вигляді

$$P_i^B = \gamma P_{ш} R \sin \alpha \left[ \frac{R \left( \frac{\pi \varphi_1}{90} - \sin 2\varphi_1 \right) + \left( \frac{\pi \varphi_2}{90} - \sin 2\varphi_2 \right)}{4} + a(\cos \varphi_1 - \cos \varphi_{\max}) + b(\cos \varphi_2 - \cos \varphi_{\max}) \right] \quad (2.10)$$

Кути  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$  згідно рис. 2.2.в. визначимо із геометричних міркувань

$$\varphi_1 = \arcsin \frac{a}{R}, \quad (2.11)$$

$$\varphi_2 = \arcsin \frac{b}{R}, \quad (2.12)$$

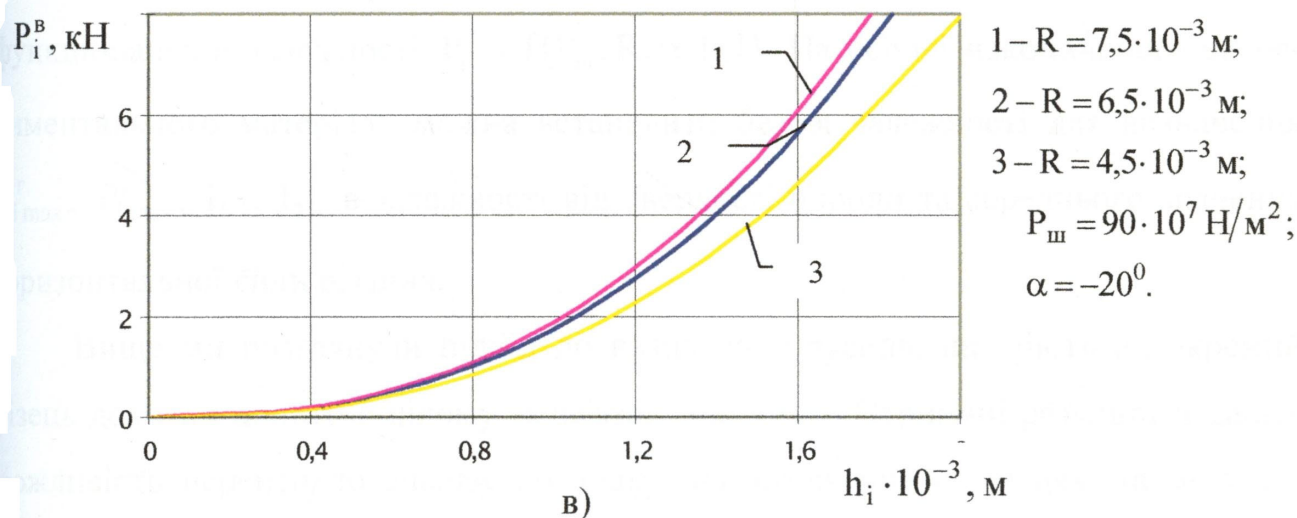
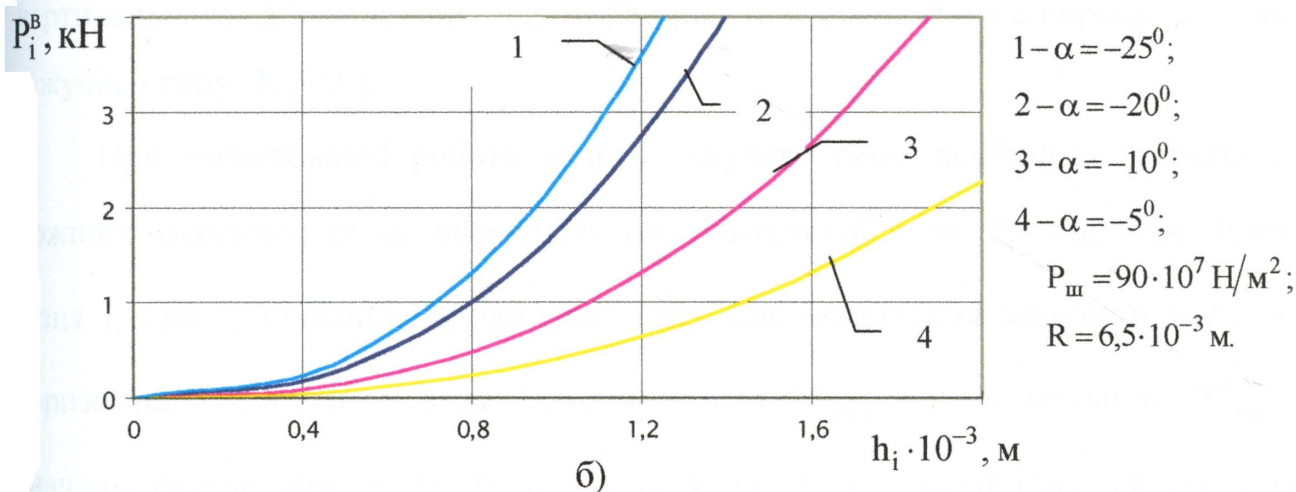
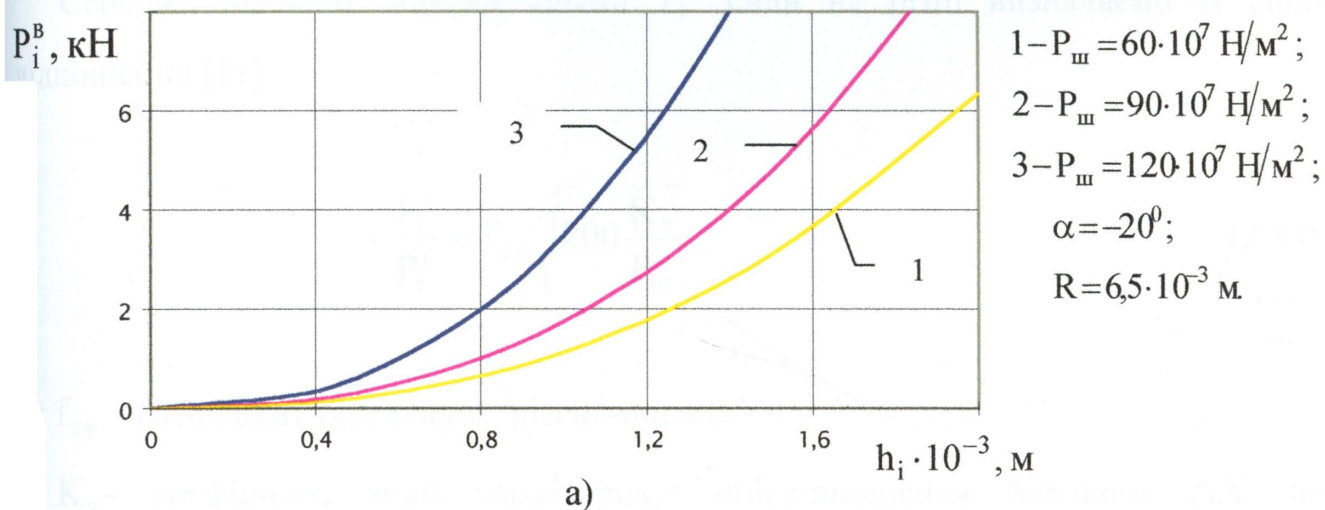


Рисунок 2.3 Розрахункові залежності  $P_i^B = f(h_i)$

а) - при зміні твердості  $P_{\text{ш}}$  породи;

б) - при зміні кута  $\alpha$  нахилу ріжучої пластини;

в) - при зміні радіуса  $R$  пластини різця.

Середнє значення горизонтальної  $P_i^r$  сили на різці визначаємо із співвідношення [11]

$$\frac{P_i^r}{P_i^b} = f_{\text{тр}} \sqrt{200 \frac{K_z}{P_{\text{ш}}}}, \quad (2.13)$$

де  $f_{\text{тр}}$  - коефіцієнт тертя пари “різець-порода”;

$K_z$  - коефіцієнт, який характеризує співвідношення бокового  $\Delta X$  до вертикального  $\Delta Y$  зміщення індентора при втискуванні його в породу (для доліт ріжучого типу  $K_z=3$ ).

При моделюванні роботи долота ріжучого типу, необхідно задавати для кожного окремого різця залежність горизонтальної сили  $P_i^r$  від переміщення різця  $l_i$  при руйнуванні породи (рис. 2.4.). Для визначення величини амплітуди горизонтальної сили, а отже максимального  $P_{i \max}^r$  та мінімального  $P_{i \min}^r$  її значень, переміщень до сколу  $l_{1,i}$  та після сколу  $l_{2,i}$ , необхідна машинна база даних, в якій були б результати стендових лабораторних досліджень у вигляді функціональної залежності  $P_i^r = f(P_{\text{ш}}, R, \alpha, h, l)$ . На основі накопиченого експериментального матеріалу можна встановити базові залежності для визначення  $P_{i \max}^r$ ,  $P_{i \min}^r$ ,  $l_{1,i}$ ,  $l_{2,i}$  в залежності від твердості породи та середнього значення горизонтальної сили різання.

Вище ми розглянули підхід до визначення зусиль, що діють на окремий різець долота і долото в цілому та зв'язок між ними. Отримані результати дають можливість перейти до аналізу розподілу навантаження на різцях, та моделювання роботи долота.

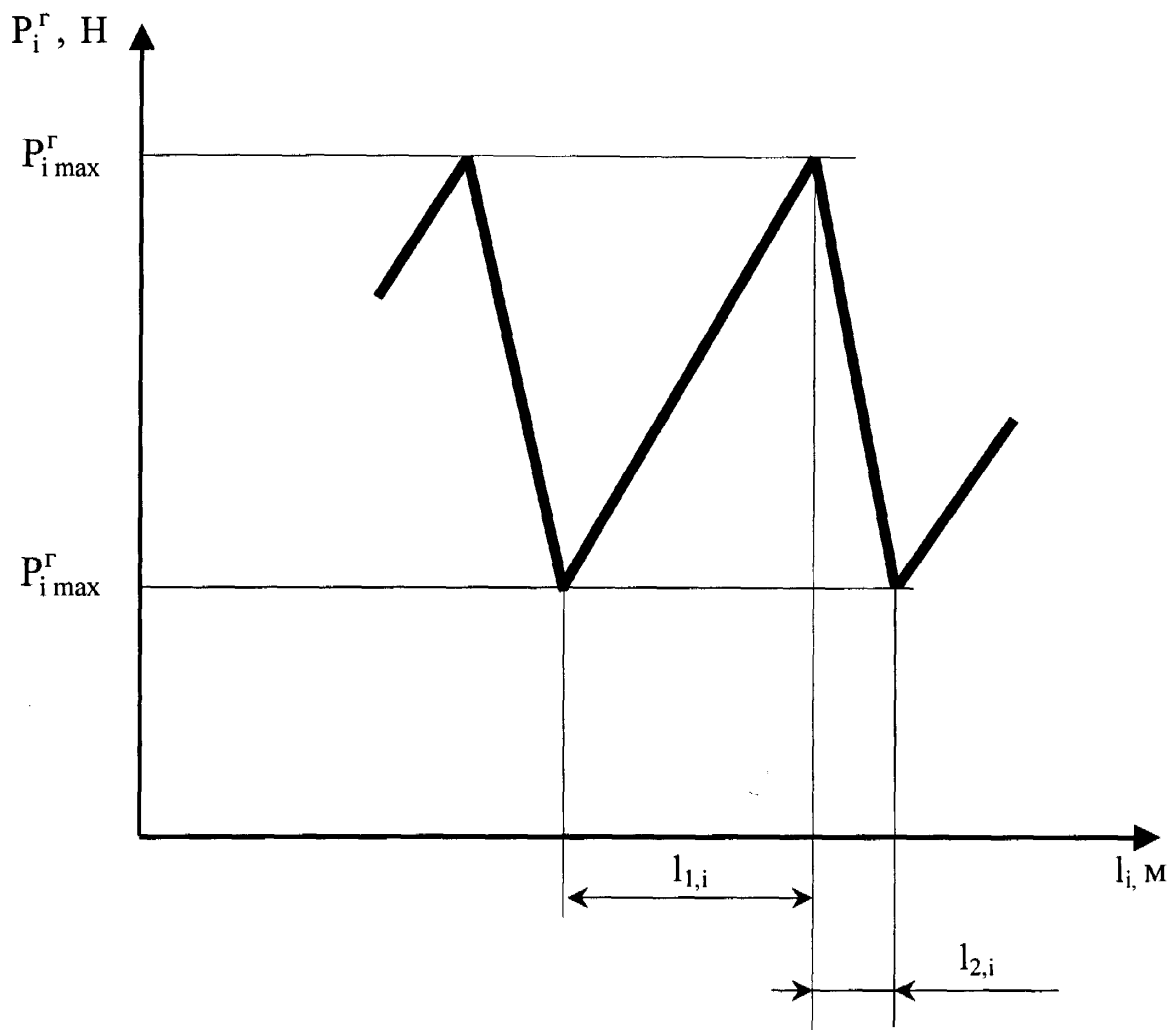


Рисунок 2.4. Типові залежності зміни горизонтальної сили різання  $P_i^r$  від переміщення різця  $l_i$  долота при руйнуванні породи.

## 2.2. Моделювання роботи бурильного інструменту при бурінні вертикальної свердловини роторним способом

Для руйнування твердих гірських порід долота ріжучого типу використовуються переважно при роторному способі буріння. Із зміною компоновки бурильної колони, включенням в її січення віброзахисних пристроїв (ВЗП) і опорно-центруючих елементів змінюється взаємодія озброєння долота з вибоєм.

Нижче приведена розроблена нами аналітична модель заглиблення вибою свердловини роторним способом при зміні конструктивних параметрів бурильного інструменту долотами ріжучого типу [26]. Для вивчення динаміки роторного буріння вертикальної свердловини долотами ріжучого типу розрахункова схема бурильного інструменту показана на рис. 2.5. Вона включає долото 1 ріжучого типу, ВЗП 2, 6 крутильних коливачів, обважнені бурильні труби (ОБТ) 3 і бурильні труби 4, що вміщують  $n$ -секцій, калібратор 5 і ведучу трубу 7.

Кожна ( $k = 1, \dots, n$ ) секція труб має полярний момент інерції  $I_{p,k}$  поперечного січення, модуль зсуву  $G_k$  матеріалу труб, осьовий момент інерції  $I_k$  погонного метра труб і швидкість  $a_k$  розповсюдження хвиль крутильних коливачів. Калібратори і опорно-центруючі елементи мають осьовий момент інерції  $I_{ц,k}$ , а їх взаємодія із стінкою свердловини при обертанні характеризується коефіцієнтом в'язкого тертя  $f_k$ . Включені в компоновку бурильної колони віброзахисні пристрої крутильних коливачів характеризуються коефіцієнтами жорсткості  $C_k$  і в'язкого опору  $\alpha_k$ .

При моделюванні роботи бурильного інструменту прийнято ряд припущень: в процесі буріння вісь вертикальної свердловини і бурильної колони співпадають; поздовжні коливання бурильного інструменту при бурінні долотами ріжучого типу незначні, тому їх впливом нехтуємо; обертання стола ротора відбувається з постійною кутовою швидкістю.



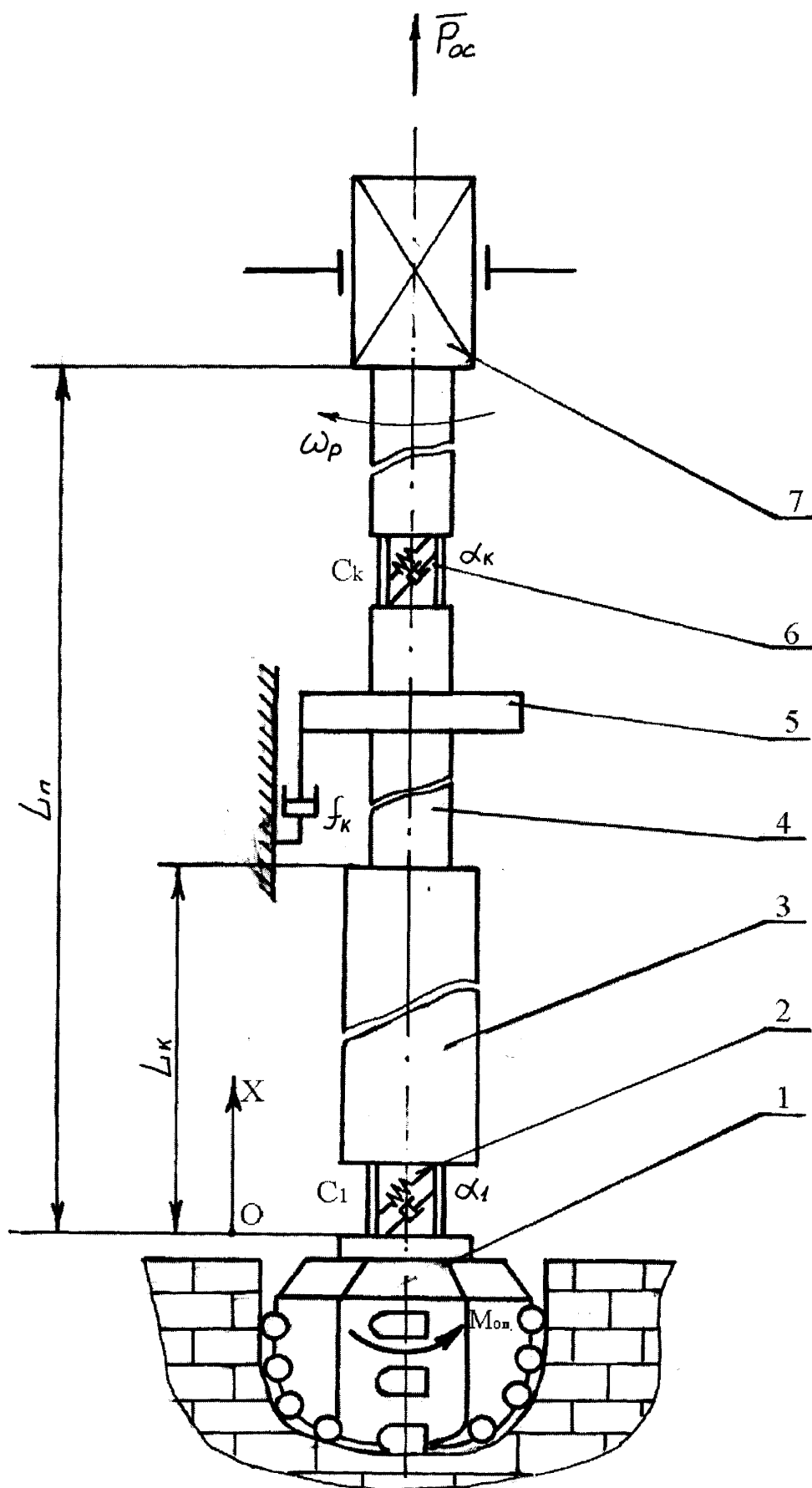


Рисунок 2.5. Розрахункова схема бурильного інструменту для вивчення динаміки роторного буріння вертикальної свердловини долотами ріжучого типу.

Для складання рівнянь руху елементів системи вводимо направлену вгору координатну вісь  $Ox$ , з'єднану з нижнім торцем першої секції бурильних труб.

Згідно розрахункової схеми положення будь-якого січення бурильної колони в довільний момент часу може бути описано диференціальним рівнянням у вигляді:

$$\frac{\partial^2 \theta_k(x, t)}{\partial t^2} + \lambda_k \frac{\partial \theta_k(x, t)}{\partial t} = a_k^2 \frac{\partial^2 \theta(x, t)}{\partial x^2}, \quad (2.15)$$

де  $\theta_k(x, t)$  - кут повороту навколо осі сердловини січення  $k$ -ї секції бурильної колони з координатою  $x$  в момент часу  $t$ , відносно його початкового положення;

$\lambda_k$  - коефіцієнт затухання крутильних коливань.

Рівняння обертання долота запишеться у вигляді:

$$I_\partial \ddot{\theta}_\partial = M_{\text{оп}} + M_{\text{тр}} + G_1 I_{p,1} \frac{\partial \theta_1(0, t)}{\partial x}, \quad (2.16)$$

де  $I_\partial$  - момент інерції долота відносно його осі обертання;

$\theta_\partial(t)$  - поточне значення кута повороту долота відносно його початкового положення;

$M_{\text{оп}}$  - момент опору породи руйнуванню;

$M_{\text{тр}}$  - момент тертя корпусу долота об стінку свердловини.

Для визначення величини  $M_{\text{оп}}$  використовуємо експериментальну залежність  $P_i^\Gamma = f(l_i)$ , де  $P_i^\Gamma$  - сила опору горизонтальному переміщенню різця в даній породі при заглибленні його на глибину  $h_i$ ;  $l_i$  - поточне значення горизонтального переміщення  $i$ -го різця.

Величину  $l_i$  представимо у вигляді

$$l_i = r_i \theta_\partial(t). \quad (2.17)$$

Горизонтальне зусилля  $P_i^r$  на  $i$ -му різці представляємо у вигляді:

$$P_i^r = f(l_i) = f(r_i \theta_\partial). \quad (2.18)$$

Отже, момент  $M_{\text{оп}}$  опору породи на вибої при роботі долота можна представити так:

$$M_{\text{оп}} = -\sum_{i=1}^m P_i^r r_i = -\sum r_i f[r_i \theta_\partial], \quad (2.19)$$

де  $m$  - кількість різців на долоті.

Таким чином, величина  $M_{\text{оп}}$  залежить від розміщення різців на корпусі долота (параметр  $r_i$ ) і поточного значення  $\theta_\partial(t)$  кута повороту долота відносно його початкового положення. Знак "-" вказує, що напрямок дії протилежний напрямку обертання долота.

Момент тертя  $M_{\text{тр}}$  корпуса долота об стінку свердловини запишеться у вигляді:

$$M_{\text{тр}} = -\gamma_\partial \theta_\partial(t), \quad (2.20)$$

де  $\gamma_\partial$  - експериментальний коефіцієнт тертя корпуса долота об стінку свердловини.

Отже, рівняння обертання долота (2.16) запишеться у вигляді:

$$I_\partial \ddot{\theta}_\partial + \gamma_\partial \theta_\partial = M_{\text{оп}} + G_1 I_{p,1} \frac{\partial \theta_1(0,t)}{\partial x}. \quad (2.21)$$

Граничні умови в січенні  $x = 0$ , тобто в місці з'єднання долота і бурильної колони, запишуться:

- при встановленні між ними ВЗП крутильних коливань

$$[\theta_1(0, t) - \theta_0(t)]C_1 + \left[ \frac{\partial \theta_1(0, t)}{\partial t} - \frac{d\theta_0(t)}{dt} \right] \alpha_1 = G_1 I_{p1} \frac{\partial \theta_1(0, t)}{\partial x}; \quad (2.22)$$

- при відсутності в січенні ВЗП

$$\theta_0(t) = \theta_1(0, t). \quad (2.23)$$

Граничні умови в січенні  $x = L_n$  з'єднання  $k$ -ї і  $(k+1)$ -ї секції труб з урахуванням різних елементів компоновки запишуться:

- при встановленні між ними ВЗП крутильних коливань

$$\begin{aligned} [\theta_{k+1}(L_k, t) - \theta_k(L_k, t)]C_k + \left[ \frac{\partial \theta_{k+1}(L_k, t)}{\partial t} - \frac{d\theta_k(L_k, t)}{dt} \right] \alpha_k = \\ = G_k I_{p,k} \frac{\partial \theta_k(0, t)}{\partial x}; \end{aligned} \quad (2.24)$$

$$G_{k+1} I_{p,k+1} \frac{\partial \theta_{k+1}(L_k, t)}{\partial x} = G_k I_{p,k} \frac{\partial \theta_k(0, t)}{\partial x}; \quad (2.25)$$

- при встановленні в місці з'єднання секцій опорно-центруючого елемента

$$\theta_k(L_k, t) = \theta_{k+1}(L_k, t), \quad (2.26)$$

$$\begin{aligned} G_{k+1} I_{p,k+1} \frac{\partial \theta_{k+1}(L_k, t)}{\partial x} - G_k I_{p,k} \frac{\partial \theta_k(L_k, t)}{\partial x} = \\ = I_{u,k} \frac{\partial^2 \theta_k(L_k, t)}{\partial t^2} + f_k \frac{\partial \theta_k(L_k, t)}{\partial t}, \end{aligned} \quad (2.27)$$

- при відсутності в з'єднанні проміжних елементів

$$\theta_k(L_k, t) = \theta_{k+1}(L_k, t), \quad (2.28)$$

$$G_{k+1}I_{p,k+1} \frac{\partial \theta_{k+1}(L_k, t)}{\partial x} = G_k I_{p,k} \frac{\partial \theta_k(0, t)}{\partial x}. \quad (2.29)$$

Гранична умова в січенні  $x = L_n$  (з'єднання ведучої труби з бурильною колоною) запишеться у вигляді:

$$\theta_k(L_k, t) = \omega_p t, \quad (2.30)$$

де  $\omega_p$  - кутова швидкість обертання ротора (ведучої труби).

Для визначення початкових умов приймаємо, що в початковий момент часу  $t = t_0$  колона бурильних труб і долото знаходяться в стані рівноваги. Кутові швидкості січень бурильної колони і корпуса долота дорівнюють нулю, тобто деформації кручення в бурильній колоні відсутні. Отже

$$\begin{cases} \theta_{\partial}(t_0) = \theta_k(x, t) = 0, & k = 1, 2, \dots, n, \\ \theta_{\partial}(t_0) = \frac{\partial \theta_k(x, t)}{\partial t} = 0, & k = 1, 2, \dots, n. \end{cases} \quad (2.31)$$

Припустимо, що в початковий момент часу  $t = t_0$  стіл ротора і відповідно, ведуча труба почнуть обертатися з постійною кутовою швидкістю  $\omega_p$ .

Тоді початкова умова для січення  $x = L_n$  запишеться у вигляді:

$$\frac{\partial \theta(L_n, t_0)}{\partial t} = \omega_p. \quad (2.32)$$

При розв'язуванні задачі доцільно представити повні величини кутових зміщень  $\theta_k(x, t)$  січень бурильної колони у вигляді

$$\theta_k(x, t) = \varepsilon_k(x) + \varphi_k(x, t) + \omega_p t, \quad (2.33)$$

де  $\omega_p$  - кутова швидкість обертання ведучої труби;

$\varepsilon_k$  - статична складова кутового зміщення  $k$ -го січення бурильної колони;

$\varphi_k(x, t)$  - динамічна складова кутового зміщення бурильної колони.

Після підстановки рівняння (2.33) в рівняння (2.15) отримаємо:

$$\frac{d^2 \varepsilon(x)}{dx^2} = \frac{\lambda_k \cdot \omega_p}{a_k}, \quad (2.34)$$

звідси слідує

$$\varepsilon(x) = \frac{\lambda_k \omega_p}{2a_k^2} x^2 + D_k x + d_k. \quad (2.35)$$

Для визначення коефіцієнтів  $D_k$  і  $d_k$  представимо величину кутового зміщення  $\theta_\partial(t)$  корпусу долота у вигляді:

$$\theta_\partial(t) = \omega_p t + \theta_\partial^c + \theta_\partial^\partial(t), \quad (2.36)$$

де  $\theta_\partial^c$  - постійний кут закручування між січеннями бурильної колони  $x = L_n$  і корпусом долота;

$\theta_\partial^\partial(t)$  - динамічна складова зміщення корпусу долота.

Із рівняння (2.21) з урахуванням залежностей (2.33), (2.35), (2.36) отримаємо:

$$D_1 = \frac{\gamma_\partial \omega_p}{G_1 I_{p1}}. \quad (2.37)$$

Згідно з граничними умовами (2.24),(2.26),(2.28) отримаємо наступні залежності:

- при встановленні між секціями бурильних труб ВЗП крутильних коливань і при відсутності в з'єднанні проміжних елементів

$$D_{k+1} = \frac{G_k I_{p,k}}{G_{k+1} I_{p,k+1}} \left( \frac{\lambda_k \omega_p}{a_k^2} L_k + D_k \right) - \frac{\lambda_{k+1} \omega_p}{a_{k+1}^2} L_k; \quad (2.38)$$

- при встановленні в січенні з'єднання труб опорно-центруючого елемента

$$D_{k+1} = \frac{G_k I_{p,k} \left( \frac{\lambda_k \omega_p}{a_k^2} L_k + D_k \right) + f_k \omega_p}{G_{k+1} I_{p,k+1}} - \frac{\lambda_{k+1} \omega_p}{a_{k+1}^2} L_k, \quad (2.39)$$

де  $k = 1, 2, \dots, n$ .

Із умови, що  $\varepsilon_n(L_n) = 0$ , визначимо

$$d_n = - \left( \frac{\lambda_n \omega_p}{2a_n^2} L_n^2 + D_n L_n \right), \quad (2.40)$$

- при встановленні між секціями бурильних труб опорно-центруючого елемента і при відсутності в з'єднанні проміжних елементів

$$d_k = \left( \frac{\lambda_{k+1}}{a_{k+1}^2} - \frac{\lambda_k}{a_k^2} \right) \frac{\omega_p L_k^2}{2} + (D_{k+1} - D_k) L_k + d_{k+1}; \quad (2.41)$$

- при встановленні між секціями бурильних труб ВЗП крутильних коливань

$$d_k = \left( \frac{\lambda_{k+1}}{a_{k+1}^2} - \frac{\lambda_k}{a_k^2} \right) \frac{\omega_p L_k^2}{2} + \left( D_{k+1} - D_k - \frac{G_k I_{p,k} \lambda_k \omega_p}{C_k a_k^2} \right) L_k -$$

$$-\frac{G_k I_{p,k} D_k}{C_k} + d_{k+1}. \quad (2.42)$$

Величина  $\theta_\partial^c$  визначається із граничних умов (2.22), (2.23), відповідно:

- при встановленні над долотом ВЗП крутильних коливань

$$\theta_\partial^c = d_1 - \frac{G_1 I_{p,1} D_1}{C_1}, \quad (2.43)$$

- при відсутності в з'єднанні ВЗП

$$\theta_\partial^c = d_1. \quad (2.44)$$

Із рівняння (2.36) отримуємо, що за умови обертання ведучої труби, а з нею і січення бурильної колони  $x = L_n$  з кутовою швидкістю  $\omega_p$  в момент часу  $t'_0 = 0$ , момент часу початку руху долота запишеться:

$$t'_0 = -\frac{\theta_\partial^c}{\omega_p}. \quad (2.45)$$

Підставивши вирази (2.33), (2.36) в рівняння (2.15) і (2.21) отримаємо наступні рівняння для визначення динамічних складових кутових зміщень січень бурильної колони і долота в процесі буріння

$$\frac{\partial^2 \varphi_k(x, t)}{\partial t^2} + \lambda_k \frac{\partial \varphi_k(x, t)}{\partial t} = a_k^2 \frac{\partial^2 \varphi_k(x, t)}{\partial x^2}, \quad (2.46)$$

$$I_\partial \theta_\partial^{\ddot{\partial}} + \gamma_\partial \theta_\partial^{\dot{\partial}} = M_{оп} + G_1 I_{p,1} \frac{\partial \varphi_1(0, t)}{\partial x}. \quad (2.47)$$



Початкові умови для рівнянь (2.46) і (2.47) в момент часу  $t'_0$ , початку руху долота запишуться у вигляді

$$\begin{cases} \varphi_k(x, t'_0) = 0, & 0 \leq x \leq L_n, & k = 1 \dots n, \\ \theta_\partial^\partial(t'_0) = 0, & \theta_\partial(t'_0) = 0, \\ \frac{\partial \varphi_k(x, t'_0)}{\partial t} = 0, & 0 \leq x \leq L_n, & k = 1 \dots n, \\ \theta_\partial^\partial(t'_0) = 0, & \theta_\partial(t'_0) = \omega_p. \end{cases} \quad (2.48)$$

Граничні умови для рівнянь (2.46), (2.47) запишуться у вигляді залежностей (2.22)-(2.29) при заміні функцій  $\theta_\partial(t)$ ,  $\theta(x, t)$  функціями  $\theta_\partial^\partial$ ,  $\varphi(x, t)$  відповідно.

Гранична умова (2.30) для січення  $x = L_n$  бурильної колони, з'єданого з ведучою трубою, запишеться у вигляді:

$$\varphi_n(L_n, t) = 0. \quad (2.49)$$

Таким чином, при моделюванні динаміки долота ріжучого типу і бурильної колони враховано, що в момент часу  $t_0 = 0$  січення бурильної колони  $x = L_p$ , з'єдане з ведучою трубою, починає обертатися з кутовою швидкістю  $\omega_p$ , а в момент часу  $t'_0 = 0$  (залежність (2.45)) збудження досягає долота і воно починає обертатися з початковою кутовою швидкістю  $\omega_p$ . У момент часу  $t'_0 = 0$  положення січень бурильної колони характеризується функцією  $\varepsilon_k(x)$ , що визначає статичний кут закручування січення бурильної колони з координатою  $x$ . При обертанні долота і взаємодії його озброєння з вибоєм генеруються кутові  $\theta_\partial^\partial(t)$  коливання долота, які розповсюджуються вгору по бурильній колоні і описуються функцією  $\varphi_k(x, t)$ .

Складність розв'язання задачі полягає в тому, що величина  $M_{оп.}$ , яка входить в рівняння (2.47), є нелінійною функцією величини  $\theta_{\partial}(t)$ . Тому наближене рішення шукаємо шляхом заміни диференціальних рівнянь, граничних і початкових умов відповідними різницевиими співвідношеннями.

При розв'язанні рівняння (2.46) використовуємо явний метод сіток, коли рішення в точках області визначення рівнянь визначається крок за кроком, виходячи із граничних і початкових умов. Областю визначення диференціального рівняння (2.46) є область

$$H_k \{L_{k-1} \leq x \leq L_k, \quad t \geq t'_0\}, \quad \text{де } k = 1, 2, \dots, n, \quad L_0 = 0.$$

Для кращої збіжності рішення необхідно, щоб крок  $\Delta x_k$  по осі  $x$  в областях визначення диференціального рівняння (2.46) задовільняв умову

$$\Delta x_k = a_k \Delta t, \quad (2.50)$$

де  $\Delta t$  - крок сітки по осі  $t$ .

Іншими словами, розіб'ємо кожну секцію бурильних труб поперечними січеннями з кроком  $\Delta x_k$ . Кожному січенню присвоїмо індекси  $k$  і  $s$ , де  $k$  - номер секції бурильних труб,  $k = 1, 2, \dots, n$ ;  $s$  - номер січення  $k$ -ї секції бурильних труб,  $s = 1, 2, \dots, s(k)$ , причому  $s = 0$  відповідає нижньому січенню  $k$ -ї секції з координатою  $x = L_{k-1}$ , а  $s = s(k)$  - верхньому січенню з координатою  $x = L_k$ .

Очевидно, що кількість січень  $s(k)$   $k$ -ї секції бурильних труб визначається залежністю

$$S(k) = \frac{L_k - L_{k-1}}{\Delta x_k}. \quad (2.51)$$

Отже, при виборі кроків  $\Delta x_k$  і  $\Delta t$  повинна виконуватись рівність (2.40), а величина  $s(k)$ , що визначається за залежністю (2.34), повинна бути цілим числом.

Замінімо похідні, які входять в рівняння (2.45) і (2.46), наступними різницевиими співвідношеннями

$$\dot{\theta}_{\partial} = \frac{\theta_{\partial,j+1}^{\partial} - \theta_{\partial,j}^{\partial}}{\Delta t}, \quad (2.52)$$

$$\frac{\partial \varphi_k(x, t)}{\partial x} = \frac{\varphi_{k,s+1,j} - \varphi_{k,s,j}}{\Delta x_k}, \quad (2.53)$$

$$\frac{\partial \varphi_k(x, t)}{\partial t} = \frac{\varphi_{k,s+1,j} - \varphi_{k,s,j}}{\Delta t}, \quad (2.54)$$

$$\ddot{\theta}_{\partial} = \frac{\theta_{\partial,j+1}^{\partial} - 2\theta_{\partial,j}^{\partial} + \theta_{\partial,j-1}^{\partial}}{\Delta t^2}, \quad (2.55)$$

$$\frac{\partial^2 \varphi_k(x, t)}{\partial x^2} = \frac{\varphi_{k,s+1,j} - 2\varphi_{k,s,j} + \varphi_{k,s-1,j}}{\Delta x_k^2}, \quad (2.56)$$

$$\frac{\partial^2 \varphi_k(x, t)}{\partial t^2} = \frac{\varphi_{k,s+1,j} - 2\varphi_{k,s,j} + \varphi_{k,s,j-1}}{\Delta t^2}, \quad (2.57)$$

де  $\theta_{\partial,j}^{\partial}$  - значення функції  $\theta_{\partial,j}^{\partial}(t)$  в момент часу  $t_j = t'_0 + j\Delta t$ ,  $j = 1, 2, \dots$ ;

$\varphi_{k,s,j}$  - величина динамічної складової кутового зміщення  $s$ -го січення  $k$ -ї секції в момент часу  $t_j$ .

Підставивши співвідношення (2.52)-(2.57) в рівняння (2.46), (2.47) отримаємо:

$$\begin{aligned} \frac{\varphi_{k,s,j+1} - 2\varphi_{k,s,j} + \varphi_{k,s,j-1}}{\Delta t^2} + \lambda_k \frac{\varphi_{k,s,j+1} - \varphi_{k,s,j}}{\Delta t} = \\ = a_k^2 \frac{\varphi_{k,s+1,j} - 2\varphi_{k,s,j} + \varphi_{k,s-1,j}}{\Delta x_k^2}, \end{aligned} \quad (2.58)$$

$$J_\partial \frac{\theta_{\partial,j+1}^\partial - 2\theta_{\partial,j}^\partial + \theta_{\partial,j-1}^\partial}{\Delta t^2} + \gamma_\partial \frac{\theta_{\partial,j+1}^\partial - \theta_{\partial,j}^\partial}{\Delta t} = M_{\text{on},j} + G_1 J_{p,1} \frac{\varphi_{1,1,j} - \varphi_{1,0,j}}{\Delta x_1}, \quad (2.59)$$

Після перетворень, враховуючи залежність (2.50), отримаємо:

$$\theta_{\partial,j+1}^\partial = \frac{(M_{\text{on},j} + G_1 J_{p,1} \frac{\varphi_{1,1,j} - \varphi_{1,0,j}}{\Delta x_1}) \Delta t^2 + (2J_\partial + \gamma_\partial \Delta t) \theta_{\partial,j}^\partial - J_\partial \theta_{\partial,j-1}^\partial}{J_\partial + \gamma_\partial \Delta t}, \quad (2.60)$$

$$\varphi_{k,s,j+1} = \frac{\lambda_k \varphi_{k,s,j} + \varphi_{k,s+1,j} + \varphi_{k,s-1,j} - \varphi_{k,s,j-1}}{1 + \lambda_k \cdot \Delta t}. \quad (2.61)$$

Значення величини  $M_{\text{on},j}$  в момент часу  $t_j = t'_0 + j\Delta t$  визначається за залежністю (2.19) при підстановці величини  $\theta_{\partial,j}$ . При цьому слід враховувати, що поточне значення кутового зміщення долота визначається залежністю

$$\theta_{\partial,j} = \omega_p (t - t'_0) + \theta_{\partial,j}^\partial. \quad (2.62)$$

Із залежностей (2.60), (2.61) випливає, що знаючи розв'язки при  $t_{j-1} = t'_0 + (j-1)\Delta t$  і  $t_j = t'_0 + j\Delta t$ , можна визначити значення величин  $\theta_{\partial,j+1}^\partial$  і  $\varphi_{k,s,j+1}$  в момент часу  $t_{j+1} = t'_0 + (j+1)\Delta t$ . Отже, щоб знайти наближений розв'язок рівнянь (2.46), (2.47), необхідно знати значення розв'язків при  $j=0$  та  $j=1$  і вміти

визначати значення величин  $\varphi_{k,s,j}$  на межі областей визначення рівнянь крутильних коливань бурильної колони, тобто при  $x = 0, x = L_k, k = 1, 2, \dots, n$ .

Із початкових умов (2.47) випливає, що :

- при  $j = 0$ ,

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{k,s,0} = 0, \quad \theta_{\partial,0}^{\partial} = 0, \quad \theta_{\partial,0} = 0, \\ M_{оп} = 0, \quad k = 1, 2, \dots, n \\ S = 0, 1, \dots, S(k). \end{aligned} \right\} \quad (2.63)$$

- при  $j = 1$ ,

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{k,s,1} = 0, \quad \theta_1^{\partial} = 0, \quad \theta_{\partial,1} = \omega_p \cdot \Delta t, \\ k = 1, 2, \dots, N, \quad S = 0, 1, \dots, S(k) \end{aligned} \right\} \quad (2.64)$$

Підставляючи значення  $\theta_{\partial,1}$  в залежність (2.19), визначимо значення величини  $M_{оп,1}$  в момент часу, що відповідає  $j = 1$ .

Для визначення величини  $\varphi_{k,s,j+1}$  при  $s = 0$  і  $s = s(k)$ , тобто в січеннях з'єднання секцій бурильних труб, використовуємо граничні умови (2.22)-(2.29), замінивши  $\varphi_k(x, t)$  і  $\theta_{\partial}(t)$  функціями  $\varphi_k(x, t)$  і  $\theta_{\partial}^{\partial}(t)$  відповідно.

Підставивши різницеві співвідношення (2.60), (2.61), (2.64) у відповідні граничні умови і зробивши перетворення, отримаємо наступні залежності:

- при встановленні над долотом ВЗП крутильних коливань

$$\varphi_{1,0,j+1} = \theta_{\partial,j+1}^{\partial} + \frac{G_1 J_{p,1}}{C_1} \cdot \frac{\varphi_{1,j} - \varphi_{1,0,j}}{\Delta x_1}; \quad (2.65)$$

- при з'єднанні долота з бурильною колоною без проміжних елементів

$$\varphi_{1,0,j+1} = \theta_{\partial,j+1}^{\partial}, \quad (2.66)$$

- при встановленні між  $k$  і  $k+1$  секціями бурильних труб ВЗП крутильних коливань, при  $s = s(k)$

$$\varphi_{k,s,j+1} = \varphi_{k,s,j} + \frac{\alpha_k (\varphi_{k+1,1,j} - \varphi_{k+1,0,j}) + \varphi_{k,s-1,j} - \varphi_{k,s,j-1}}{1 + \lambda_k \Delta t}, \quad (2.67)$$

де  $\alpha_k = \frac{G_{k+1} J_{p,k+1} \cdot \Delta x_k}{G_k J_{p,k} \Delta x_{k+1}}.$  (2.68)

Для  $k+1$  секції кутове зміщення нижнього січення  $s_{k+1} = 0$  запишеться у вигляді:

$$\varphi_{k+1,0,j+1} = \varphi_{k,s,j+1} + \frac{G_{k+1} J_{p,k+1}}{\Delta x_{k+1} \cdot C_k} (\varphi_{k+1,1,j} - \varphi_{k+1,0,j}), \quad (2.69)$$

- при відсутності в з'єднанні  $k$  і  $k+1$  секціях проміжних елементів кутове зміщення верхнього січення  $k$ -ї секції при  $s = s(k)$

$$\varphi_{k,s,j+1} = \varphi_{k,s,j} + \frac{\alpha_k (\varphi_{k+1,1,j} - \varphi_{k+1,0,j}) + \varphi_{k,s-1,j} - \varphi_{k,s,j-1}}{1 + \lambda_k \cdot \Delta t}, \quad (2.70)$$

де  $\alpha_k$  визначається залежністю (2.68).

Кутове зміщення нижнього січення  $s_{k+1} = 0$   $k+1$  секції труб визначимо залежністю

$$\varphi_{k+1,0,j+1} = \varphi_{k,s,j+1}, \quad (2.71)$$

де  $s = s(k)$ ;

- при встановленні в місці з'єднання  $k$  і  $k+1$  секцій труб опорно-центруючого елемента кутове зміщення верхнього січення  $k$ -ї секції при  $s = s(k)$

$$\varphi_{k,s,j+1} = \beta_1 \varphi_{k,s,j} + \beta_2 \varphi_{k+1,l,j} + \beta_3 \varphi_{k,s,j-1} + \beta_4 \varphi_{k,s-1,j}, \quad (2.72)$$

де

$$\beta_1 = 1 + \frac{J_{u,k} - \frac{G_{k+1} J_{p,k+1} \cdot \Delta t}{a_{k+1}}}{R}, \quad \beta_2 = \frac{G_{k+1} J_{p,k+1} \cdot \Delta t}{a_{k+1} \cdot R},$$

$$\beta_3 = -\frac{J_{u,k} + \frac{G_k J_{p,k} \cdot \Delta t}{a_k}}{R}, \quad \beta_4 = \frac{G_k J_{p,k} \Delta t}{a_k R},$$

$$R = J_{u,k} + f_k \cdot \Delta t + \frac{G_k J_{p,k} \Delta t}{a_k} (1 + \lambda_k \Delta t).$$

Кутове зміщення нижнього січення  $k+1$  секції при  $s_{k+1}$  визначаємо залежністю

$$\varphi_{k+1,0,j+1} = \varphi_{k,s,j+1}, \quad (2.73)$$

де  $s = s(k)$ .

Таким чином, алгоритм наближеного розв'язку задачі моделювання процесу буріння вертикальної свердловини роторним способом долотом ріжучого типу полягає в наступному:

1. Виходячи із величини осьового навантаження на долото, необхідно визначити величину заглиблення  $h_i$  різців долота в породу.

2. Використовуючи залежності (2.37)-(2.44), визначити коефіцієнти  $D_k$  і  $d_k$ ,  $k=1, \dots, n$ , що характеризують величину статичного кута закручування січень

бурильної колони, а також величину постійного кута  $\theta_{\partial}^c$  закручування між верхнім січенням бурильної колони  $x = L_n$  і корпусом долота.

3. Використовуючи залежність (2.45), визначити момент часу  $t'_0$  початку руху долота.

4. Визначити величини кроків інтегрування  $\Delta t$  і  $\Delta x_k$ , а також кількість січень  $s(k)$ ,  $k = 1, \dots, n$  секцій бурильних труб, використовуючи залежності (2.50) і (2.51).

5. Згідно з експериментальною залежністю (2.18), за формулою (2.19) визначити значення моменту  $M_{оп, j}$  опору породи в даний момент часу  $t = t'_0 + j\Delta t$ ,  $j = 1, 2, \dots, n, \dots$

6. Використовуючи залежності (2.60), (2.61), (2.65)-(2.71) і початкові умови (2.63), (2.64), при  $j=1$ , визначити значення  $\theta_{\partial, j+1}^{\partial}$ ,  $\varphi_{k, s, j+1}$ ,  $k = 1, \dots, n$   $s = 0 \dots s(k)$ , функцій  $\theta_{\partial}^{\partial}(t)$  і  $\varphi_k(x, t)$  в момент часу  $t = t'_0 + j\Delta t$ .

7. Визначити поточне значення функції  $\theta_{\partial}(t)$  кута повороту корпуса долота відносно його початкового положення в момент часу  $t = t'_0 + (j+1)\Delta t$ , використовуючи залежність

$$\theta_{\partial, j+1} = \omega_p(j+1)\Delta t + \theta_{\partial, j+1}^{\partial}. \quad (2.74)$$

8. Із залежності (2.17) визначити поточне значення величин переміщення різців долота в породі.

9. Повернутися в пункт 5 і продовжувати обчислення до заданого значення  $t$ .

Слід зауважити, що для стабілізації процесу коливань системи "долото ріжучого типу - бурильна колона" необхідний час, на протязі якого крутильні коливання, що генеруються долотом і розповсюджуються вверх вздовж колони бурильних труб, досягнуть ведучої труби. Для цього необхідно декілька обертів долота.



Таким чином, при моделюванні руху долота ріжучого типу і бурильного інструменту враховано, що в момент  $t = 0$  січення бурильної колони  $x = L_n$ , яке з'єднане зі столом ротора, починається обертатись з кутовою швидкістю  $\omega_p$ , а в момент часу  $t = t'_0$  збудження досягає долота і воно починає обертатися з початковою кутовою швидкістю  $\omega_p$ . В цей момент часу положення січення бурильної колони характеризується функцією  $\varepsilon_k(x)$ , що визначає статичний кут закручування січення бурильної колони з координатою  $x$ . Кутові коливання  $\theta_{\partial}^{\partial}(t)$  долота, що генеруються при рухові долота і взаємодії його озброєння з вибоєм, розповсюджуються вздовж бурильної колони і описуються функцією  $\varphi_k(x, t)$ .

### 2.3. Моделювання роботи бурильного інструменту при бурінні вертикальної свердловини турбінним способом

При встановленні закономірностей заглиблення свердловини в процесі буріння необхідно розглядати спільну роботу бурильної колони та долота і на цій основі встановлювати розрахункові залежності для прогнозування динамічності і ефективності процесу буріння. Описуючи динаміку бурильного інструменту слід враховувати велике число взаємозв'язаних факторів, причому зміна одного з них призводить до зміни динамічності і показників ефективності роботи долота.

Враховуючи труднощі опису роботи бурильного інструменту, нами прийнято ряд припущень: - корпус долота і різці не деформуються; - осі долота і свердловини співпадають; - поздовжні і поперечні коливання корпусу долота відсутні; - заглиблення  $H$  долота за один оберт є постійним ( $H = \text{const}$ ) на протязі заданої кількості  $N$  обертів долота.

Розрахункова схема бурильного інструменту при бурінні вертикальної свердловини з використанням турбобура показана на рис. 2.6. Вона включає долото ріжучого типу 1, віброзахисні пристрої (ВЗП) 2, 4, 6, турбобур 3, бурильні труби 5, калібратор 7, шестерню стола 8. Кожна секція бурильних труб ( $k=1, \dots, n$ ) має полярний момент інерції  $I_{p,k}$  поперечного січення, модуль зсуву  $G_k$  матеріалу труб і швидкість  $a_k$  розповсюдження хвиль крутильних коливань. Віброзахисні пристрої, включені в компоновку бурильної колони, характеризуються коефіцієнтами жорсткості  $C_k$  і в'язкого опору  $a_k$  при крученні. Аналогічні коефіцієнти для заклиненої шестерні стола -  $C_{ш}$  і  $a_{ш}$ . Калібратори і центруючі елементи мають осьовий момент інерції  $I_{ц,k}$ . Їх взаємодія із стінкою свердловини характеризується коефіцієнтом в'язкого тертя  $f_k$ .

Для складання рівняння руху елементів системи вводимо координатну вісь  $Ox$ , зв'язану з верхнім торцем корпусу турбобура.

При відсутності наддолотного ВЗП крутильних коливань

$$\varphi_B(t) = \varphi_D(t), \quad (2.75)$$

$$\omega_B(t) = \omega_D(t), \quad (2.76)$$

де  $\varphi_B(t)$ ,  $\varphi_D(t)$  - поточні значення кутів повороту вала турбобура і долота відповідно;

$\omega_B(t)$ ,  $\omega_D(t)$  - кутові швидкості обертання вала турбобура і долота.

Виходячи із вищесказаних припущень і враховуючи рівняння (2.75) і (2.76), рівняння руху долота і вала турбобура запишемо в вигляді:

$$(I_D + I_B) \frac{d^2 \varphi_D}{dt^2} = M_{тб} - M_{тп} - M_{оп}, \quad (2.77)$$

де  $I_D$ ,  $I_B$  - моменти інерції долота і вала турбобура;

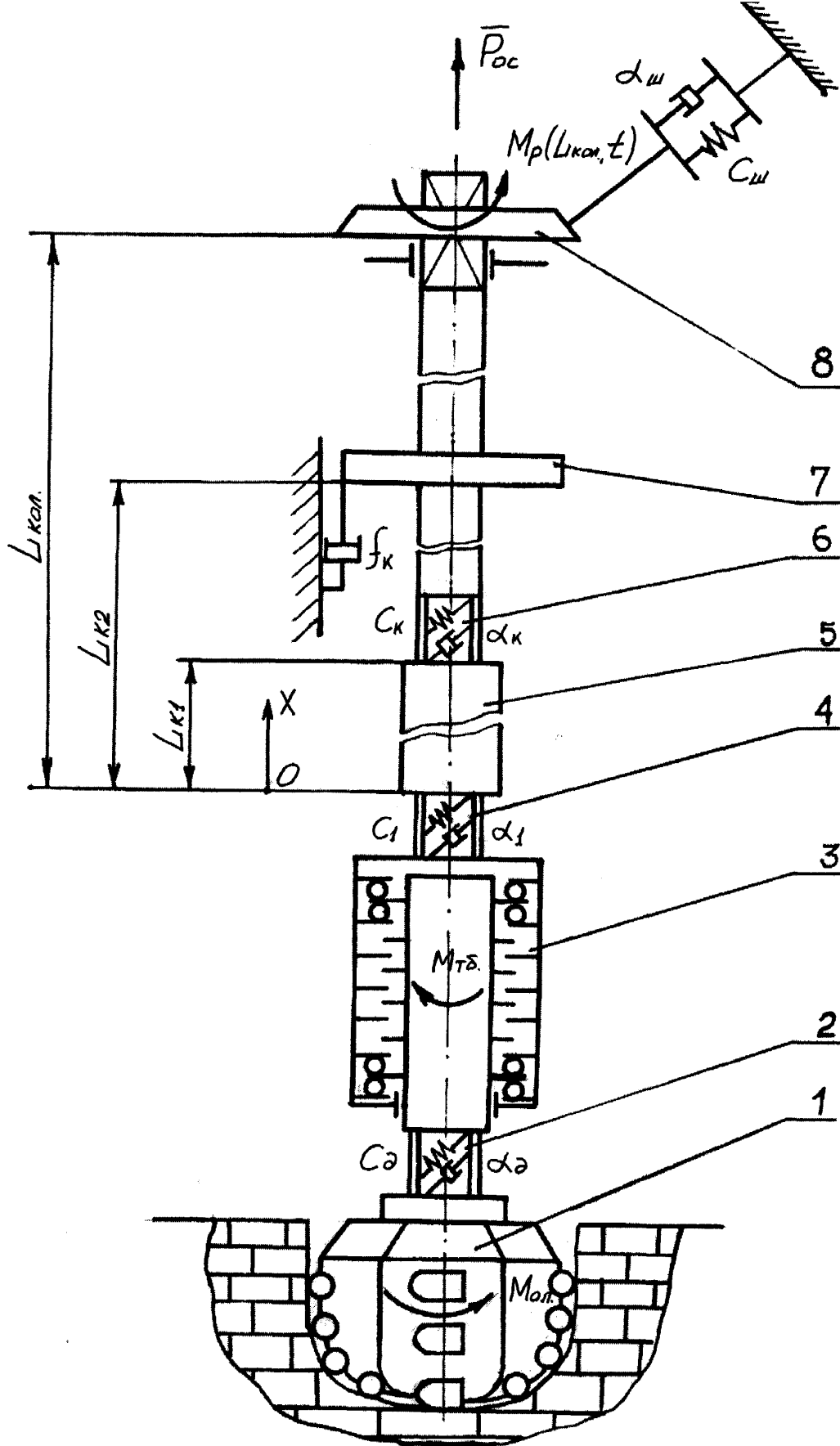


Рисунок 2.6. Розрахункова схема бурильного інструменту для вивчення динаміки турбінного буріння вертикальної свердловини долотами ріжучого типу.

$M_{тб}$  - крутний момент на валі турбобура;

$M_{тр}$  - момент тертя в опорах вала турбобура;

$M_{оп}$  - момент опору породи руйнуванню.

При встановленні над долотом ВЗП крутильних коливань з пружньо-в'язкими в'язями:

- рівняння руху долота

$$I_{\partial} \frac{d^2 \varphi_{\partial}}{dt^2} = \alpha_{\partial} (\omega_{в} - \omega_{\partial}) + C_{\partial} (\varphi_{в} - \varphi_{\partial}) - M_{оп}, \quad (2.78)$$

- рівняння руху вала турбобура

$$I_{в} \frac{d^2 \varphi_{кт}}{dt^2} = \alpha_{\partial} (\omega_{\partial} - \omega_{в}) + C_{\partial} (\varphi_{\partial} - \varphi_{в}) + M_{тб} - M_{тр}, \quad (2.79)$$

- рівняння руху корпусу турбобура

$$I_{кт} \frac{d^2 \varphi_{кт}}{dt^2} = I_{p,l} G_l \frac{\partial \varphi_1(0, t)}{\partial x} - M_{тб}, \quad (2.80)$$

де  $I_{кт}$  - момент інерції корпусу турбобура;

$\varphi_{кт}$  - кут повороту січення корпусу турбоура навколо осі свердловини.

Момент  $M_{тб}$  визначаємо із характеристики турбобура за залежністю

$$M_{тб} = M_{т} \left( 1 - \frac{\omega_{в}(t)}{\omega_{х}} \right), \quad (2.81)$$

де  $M_{т}$  - тормозний момент турбобура.

Для турбобурів з гумово-металічною опорою момент  $M_{\text{тр}}$  визначаємо за залежністю [36]

$$M_{\text{тр}} = r_c \cdot F_{\text{тр}}, \quad (2.82)$$

де  $F_{\text{тр}}$  - сила тертя в п'яті турбобура;

$r_c$  - середній радіус тертя.

За визначенням Р.О. Іонесяна [36]

$$r_c = \frac{2}{3} \cdot \frac{r_3^3 - r_B^3}{r_3^2 - r_B^2}, \quad (2.83)$$

де  $r_3$ ,  $r_B$  - зовнішній та внутрішній радіуси поверхні контакту підп'ятника турбобура.

Сила тертя в п'яті турбобура змінюється за законом Амонтона:

$$F_{\text{тр}} = \gamma \cdot P_H, \quad (2.84)$$

де  $P_H = P_{\text{гд}} + G - R$  - осьове навантаження на п'яту;

$\gamma$  - коефіцієнт тертя поверхонь п'яти;

$P_{\text{гд}}$  - гідравлічна сила, що виникає за рахунок дії перепаду тиску на рухомі елементи турбобура;

$G$  - вага рухомих деталей турбобура, включаючи долото;

$R$  - реакція вибою, що дорівнює величині осьового навантаження на долото.

Для зменшення сил тертя в нових конструкціях турбобурів підп'ятник перенесено вниз і радіальні гумово-металічні опори замінені опорами кочення. Для турбобурів з опорою кочення момент тертя визначаємо за залежністю [46]

$$M_{\text{тр}} = \mu \cdot \frac{P_{\text{н}} \cdot d}{2}, \quad (2.85)$$

де  $\mu$  - коефіцієнт тертя підшипника кочення;

$d$  - діаметр отвору підшипника.

При дослідженні крутильних коливань бурильної колони не слід нехтувати силовим зв'язком ротора і статора турбобура, який здійснюється через промивну рідину. Основними факторами, які викликають крутильні коливання колони є реактивний момент - момент корпусу турбобура  $M_{\text{кт}}$ , що передається на статор від ротора, та момент сил тертя в опорі  $M_{\text{тр}}$ , який зменшується з ростом відносної частоти обертання ротора і статора ( $n_p - n_c$ ). Високі частоти коливання порівняно швидко затухають в довгій бурильній колоні, тому для спостереження за режимом буріння на гирлі свердловини особливий інтерес представляють низькочастотні коливання, для яких ротор турбобура можна вважати абсолютно жорстким. Довжиною турбобура в порівнянні з довжиною  $L$  всієї колони нехтуємо і вважаємо момент взаємодії ротора із статором зосередженим на її нижньому кінці. Отже, момент  $M_{\text{кт}}$  з урахуванням силового зв'язку визначаємо за залежністю

$$M_{\text{кт}} = -\xi \cdot M_{\text{тб}}, \quad (2.86)$$

де  $\xi$  - експериментальний коефіцієнт, який враховує властивості промивної рідини та конструктивні параметри турбінних дисків ротора і статора.

Момент  $M_{\text{оп}}$  визначаємо за залежністю

$$M_{\text{оп}} = \sum_i n_i r_i P_i^{\Gamma}(t), \quad (2.87)$$

де  $P_i^{\Gamma}(t)$  - поточне значення горизонтальної сили опору породи на  $i$ -му різці, яке визначається із експериментальної залежності  $P_i^{\Gamma} = f(l_i)$  з урахуванням того, що

$$I_i = \varphi_{\partial}(t) \cdot r_i. \quad (2.88)$$

Для прийнятої розрахункової схеми з врахуванням зроблених припущень диференціальне рівняння крутильних коливань січень бурильної колони запишемо у вигляді:

$$\frac{\partial^2 \varphi_k(x, t)}{\partial t^2} + \lambda_k \frac{\partial \varphi_k(x, t)}{\partial t} = a_k^2 \frac{\partial^2 \varphi_k(x, t)}{\partial x^2}, \quad (2.89)$$

де  $\varphi_k(x, t)$  - кут повороту навколо осі свердловини січення  $k$ -ї секції бурильної колони з координатою  $x$  в момент часу  $t$  відносно його початкового положення;

$\lambda_k$  - коефіцієнт затухання крутильних коливань.

Граничні умови в січенні  $x = 0$ , тобто в місці з'єднання корпуса турбобура бурильної колони:

- при встановленні між ними ВЗП крутильних коливань з пружньо-в'язкими в'язями

$$[\varphi_1(0, t) - \varphi_{\text{КТ}}(t)] \cdot C_1 + \left[ \frac{\partial \varphi_1(0, t)}{\partial t} - \frac{\partial \varphi_{\text{КТ}}(t)}{\partial t} \right] \cdot \alpha_1 = G_1 I_{p,1} \frac{\partial \varphi_1(0, t)}{\partial x}, \quad (2.90)$$

- при відсутності в січенні ВЗП

$$\varphi_{\text{КТ}}(t) = \varphi_1(0, t). \quad (2.91)$$

Граничні умови для з'єднання  $k$  і  $k+1$  секцій бурильних труб в січенні  $k = L_k$  з врахуванням різних елементів компоновки запишуться:

- при встановленні між ними ВЗП крутильних коливань

$$\begin{aligned}
[\varphi_{k+1}(L_k, t) - \varphi_k(L_k, t)] \cdot C_k + \left[ \frac{\partial \varphi_{k+1}(L_k, t)}{\partial t} - \frac{\partial \varphi_k(L_k, t)}{\partial t} \right] \cdot \alpha_k = \\
= G_k I_{p,k} \frac{\partial \varphi_k(L_k, t)}{\partial x},
\end{aligned} \tag{2.92}$$

$$G_{k+1} I_{p,k+1} \frac{\partial \varphi_{k+1}(L_k, t)}{\partial x} = G_k I_{p,k} \frac{\partial \varphi_k(L_k, t)}{\partial x}, \tag{2.93}$$

- при встановленні в місці з'єднання секцій бурильних труб опорно-центруючого елемента

$$\varphi_k(L_k, t) = \varphi_{k+1}(L_k, t), \tag{2.94}$$

$$\begin{aligned}
G_{k+1} I_{p,k+1} \frac{\partial \varphi_{k+1}(L_k, t)}{\partial x} - G_k I_{p,k} \frac{\partial \varphi_k(L_k, t)}{\partial x} = I_{ц,k} \frac{\partial^2 \varphi_k(L_k, t)}{\partial t^2} + \\
+ f_k \frac{\partial \varphi_k(L_k, t)}{\partial t},
\end{aligned} \tag{2.95}$$

- при відсутності в з'єднанні проміжних елементів

$$\varphi_k(L_k, t) = \varphi_{k+1}(L_k, t), \tag{2.96}$$

$$G_k I_{p,k} \frac{\partial \varphi_k(L_k, t)}{\partial x} = G_{k+1} I_{p,k+1} \frac{\partial \varphi_{k+1}(L_k, t)}{\partial x}. \tag{2.97}$$

Граничні умови в січенні  $x = L_{\text{кол}}$ , тобто в місці заклинення шестерні тола, запишуться у вигляді

$$\varphi_{\text{ш}}(t) = \varphi_n(L_{\text{кол}}, t), \tag{2.98}$$

$$I_{\text{ш}} \frac{d^2 \varphi_{\text{ш}}}{dt^2} + \alpha_{\text{ш}} \frac{d\varphi_{\text{ш}}}{dt} + C_{\text{ш}} \cdot \varphi_{\text{ш}} = -G_n I_{p,n} \frac{\partial \varphi_n(L_{\text{кол}}, t)}{\partial x}, \tag{2.99}$$



де  $I_{ш}$  - осьовий момент інерції шестерні стола ;

$\varphi_{ш}$  - кут повороту шестерні стола.

Для розв'язання рівнянь (2.75)-(2.80) руху системи "долото – турбобур - бурильна колона" запишемо початкові умови. У початковий момент часу  $t = 0$  :

- кутові швидкості обертання вала  $\omega_{в}(0)$  і долота  $\omega_{\partial}(0)$  дорівнюють кутовій швидкості  $\omega_0$  холостих обертів вала турбобура, тобто

$$\omega_{в}(0) = \omega_{\partial}(0) = \omega_0, \quad (2.100)$$

$$\varphi_{в}(0) = \varphi_{\partial}(0) = 0, \quad (2.101)$$

- горизонтальна сила різання  $P_i^r(0)$  і момент опору породи  $M_{опi}(0)$  дорівнюють нулю,

$$P_i^r(0) = 0, \quad (2.102)$$

$$M_{опi}(0) = 0, \quad (2.103)$$

- кути і швидкості закручування  $\varphi_k(x,0)$  і  $\frac{\partial \varphi_k(x,0)}{\partial t}$  січень бурильної колони в початковий момент часу дорівнюють нулю,

$$\varphi_k(x,0) = 0, \quad (2.104)$$

$$\frac{\partial \varphi_k(x,0)}{\partial t} = 0. \quad (2.105)$$

Складність розв'язання задачі полягає в тому, що величина  $M_{опi}$ , яка входить в рівняння (2.77) і (2.78), є нелінійною функцією від величини  $\varphi_{\partial}(t)$ , де  $i=1,2,\dots,m$ . Тому наближене розв'язання рівнянь руху системи шукаємо шляхом

заміни диференціальних рівнянь, граничних і початкових умов відповідними різницевиими співвідношеннями. Отже

$$\omega_{\partial}(t) = \frac{d\varphi_{\partial}}{dt} = \frac{\varphi_{\partial,j+1} - \varphi_{\partial,j}}{\Delta t}, \quad (2.106)$$

$$\omega_{\text{в}}(t) = \frac{d\varphi_{\text{в}}(t)}{dt} = \frac{\varphi_{\text{в},j+1} - \varphi_{\text{в},j}}{\Delta t}, \quad (2.107)$$

$$\frac{d^2\varphi_{\partial}}{dt^2} = \frac{\varphi_{\partial,j+1} - 2\varphi_{\partial,j} + \varphi_{\partial,j-1}}{\Delta t^2}, \quad (2.108)$$

$$\frac{d^2\varphi_{\text{в}}}{dt^2} = \frac{\varphi_{\text{в},j+1} - 2\varphi_{\text{в},j} + \varphi_{\text{в},j-1}}{\Delta t^2}, \quad (2.109)$$

де  $\varphi_{\partial,j}$ ,  $\varphi_{\text{в},j}$  - значення функцій  $\varphi_{\partial}(t)$  і  $\varphi_{\text{в}}(t)$  в момент часу  $t = j \cdot \Delta t$ ,  $j = 1, 2, 3, \dots$ ;

$\Delta t$  - крок інтегрування.

Використовуючи залежності (2.106) - (2.109) і беручи до уваги залежності (2.75), (2.76) і (2.82), (2.85), після перетворень отримаємо:

- при відсутності наддолотного ВЗП крутильних коливань

$$\varphi_{\partial,j+1} = \frac{(M_{\text{тб}} - M_{\text{тр}} - M_{\text{оп},j})\Delta t^2 + (2(I_{\partial} + I_{\text{в}}) + M_{\text{тб}}/\omega_x) \cdot \varphi_{\partial,j} - (I_{\text{в}} + I_{\partial}) \cdot \varphi_{\partial,j-1}}{I_{\partial} + I_{\text{в}} + (M_{\text{тб}}/\omega_x) \cdot \Delta t}, \quad (2.110)$$

$$\varphi_{\text{в},j+1} = \varphi_{\partial,j+1}, \quad (2.111)$$

- при встановленні ВЗП з в'язко-пружними в'язями

$$\varphi_{\partial,j+1} = \frac{C_1 \cdot A_{22} - C_2 \cdot A_{12}}{A_{11} \cdot A_{22} - A_{12} \cdot A_{21}}, \quad (2.112)$$

$$\varphi_{B,j+1} = \frac{A_{11} \cdot C_2 - A_{21} \cdot C_1}{A_{11} \cdot A_{22} - A_{12} \cdot A_{21}}, \quad (2.113)$$

де  $A_{11} = I_{\partial} + \alpha_{\partial} \cdot \Delta t,$  (2.114)

$$A_{12} = -\alpha_{\partial} \cdot \Delta t, \quad (2.115)$$

$$A_{21} = -\alpha_{\partial} \cdot \Delta t, \quad (2.116)$$

$$A_{22} = I_B + (\alpha_{\partial} + M_{T\delta}/\omega_x) \cdot \Delta t, \quad (2.117)$$

$$C_1 = (2I_{\partial} + \alpha_{\partial}\Delta t - C_{\partial}\Delta t^2)\varphi_{\partial,j} + \Delta t(C_{\partial}\Delta t - \alpha_{\partial})\varphi_{B,j} - I_{\partial}\varphi_{\partial,j-1} - M_{оп,j}\Delta t^2, \quad (2.118)$$

$$C_2 = [\Delta t(\alpha_{\partial} - C_{\partial}\Delta t + M_{T\delta}/\omega_x + 2I_B)]\varphi_{B,j} + \Delta t(C_{\partial}\Delta t - \alpha_{\partial})\varphi_{\partial,j} - I_B \cdot \varphi_{B,j-1} + (M_{T\delta} - M_{Tр})\Delta t^2. \quad (2.119)$$

Таким чином, коли відомі значення функцій  $\varphi_{\partial}(t)$  і  $\varphi_B(t)$  при  $t_{j-1} = (j-1)\Delta t$  і  $t_j = j\Delta t$  можна встановити їх значення в наступний момент часу  $t_{j+1} = (j+1)\Delta t$ ,  $j = 1, 2, 3, \dots$ . Виходячи із початкових умов, залежностей (2.100), (2.101) отримаємо:

$$\text{при } j = 0, \quad \varphi_{\partial 0} = \varphi_{B0} = 0; \quad (2.120)$$

$$\text{при } j = 1, \quad \varphi_{\partial 1} = \varphi_{B1} = \omega_x \Delta t, \quad (2.121)$$

що є початковими даними для запуску процесу числового інтегрування.

Розв'язання рівняння (2.89) крутильних коливань січень бурильної колони шукаємо у вигляді:

$$\varphi_k = \sum_j [B_{k,j} \cdot \sin(\eta_{k,j} \cdot x + b_{k,j})] e^{i\omega_j t}, \quad j=1,2,3,\dots \quad (2.122)$$

$$\text{де } \eta_{k,j} = \sqrt{\frac{\omega_j^2 - i \cdot \omega_j \cdot \lambda_k}{a_k^2}}. \quad (2.123)$$

Із граничних умов (2.98) і (2.99) у січенні  $x = L_{\text{кол}}$  отримаємо для останньої секції бурильної колони при  $k = n$

$$b_{n,j} = \arctg \left[ \frac{G_n \cdot I_{p,n} \cdot \eta_n}{I_{\text{ш}} \omega_j^2 - i \omega_j \alpha_{\text{ш}} - C_{\text{ш}}} \right] - \eta_{n,j} \cdot L_n. \quad (2.124)$$

Рухаючись вниз по бурильній колоні, виходячи із граничних умов (2.92) - (2.97), отримаємо наступні залежності для постійних  $b_{k,j}$  при різних видах з'єднання секцій бурильних труб:

- при встановленні між  $k$  і  $k+1$  секціями ВЗП жорсткістю  $C_k$  і коефіцієнтом вязкого опору  $\alpha_k$

$$b_{k,j} = \arctg \left[ \frac{G_k I_{p,k} \eta_{k,j}}{G_{k+1} I_{p,k+1} \eta_{k+1,j}} \operatorname{tg}(\eta_{k+1,j} L_k + b_{k+1,j}) - \frac{G_k I_{p,k} \eta_{k,j}}{C_k + i \omega_j \alpha_k} \right] - \eta_{k,j} \cdot L_k; \quad (2.125)$$

- при встановленні в місці з'єднання секцій бурильних труб калібратора (опорно-центруючого елемента)

$$b_{k,j} = \operatorname{arctg} \left[ \frac{G_k I_{p,k} \eta_{k,j} \operatorname{tg}(\eta_{k+1,j} L_k + b_{k+1,j})}{G_{k+1} I_{p,k+1} \eta_{k+1,j} + \operatorname{tg}(I_{\omega,k} \omega_j^2 - i \omega_j f_k) (\eta_{k+1,j} L_k + b_{k+1,j})} \right] - \eta_{k,j} L_k; \quad (2.126)$$

- при відсутності в з'єднанні проміжних елементів

$$b_{k,j} = \operatorname{arctg} \left[ \frac{G_k I_{p,k} \eta_{k,j}}{G_{k+1} I_{p,k+1} \eta_{k+1,j}} \operatorname{tg}(\eta_{k+1,j} L_k + b_{k+1,j}) \right] - \eta_{k,j} L_k. \quad (2.127)$$

Для постійних  $B_{k,j}$  використовуючи граничні умови (2.90)-(2.97) і рівняння (2.80), отримаємо наступні залежності :

- при встановленні між корпусом турбобура і першою секцією бурильних труб у січенні  $x = 0$  ВЗП крутильних коливань із коефіцієнтами жорсткості  $C_1$  і вязкого опору  $\alpha_1$

$$B_{1,j} = \frac{A_{\tau 6,j} [C_1 + i \omega_j \alpha_1]}{I_{\kappa \tau} \omega_j^2 [\sin b_{1,j} (C_1 + i \omega_j \alpha_1) - G_1 I_{p,1} \eta_{1,j} \cos b_{1,j}] + \frac{I_{p,1} G_1 \eta_{1,j} (C_1 + i \omega_j \alpha_1) \cos b_{1,j}}{}}; \quad (2.128)$$

$$\Phi_{\kappa \tau, j} = \frac{A_{\tau 6,j} [\sin b_{1,j} (C_1 + i \omega_j \alpha_1) - G_1 I_{p,1} \eta_{1,j} \cos b_{1,j}]}{I_{\kappa \tau} \omega_j^2 [\sin b_{1,j} (C_1 + i \omega_j \alpha_1) - G_1 I_{p,1} \eta_{1,j} \cos b_{1,j}] + \frac{I_{p,1} G_1 \eta_{1,j} (C_1 + i \omega_j \alpha_1) \cos b_{1,j}}{}}; \quad (2.129)$$

- при відсутності в з'єднанні ВЗП

$$B_{1,j} = \frac{A_{\tau 6,j}}{I_{\kappa \tau} \omega_j^2 \sin b_{1,j} + G_1 I_{p,1} \eta_{1,j} \cos b_{1,j}}, \quad (2.130)$$

- при встановленні в січєнні з'єднання  $k$  і  $k+1$  секцій бурильних труб ВЗП крутильних коливань з коефіцієнтами жорсткості  $C_k$  і в'язкого опору  $\alpha_k$

$$B_{k+1,j} = B_{k,j} \frac{G_k I_{p,k} \eta_{k,j} \cos(\eta_{k,j} L_k + b_{k,j})}{G_{k+1} I_{p,k+1} \eta_{k+1,j} \cos(\eta_{k+1,j} L_k + b_{k+1,j})}. \quad (2.131)$$

- при встановленні в місці з'єднання бурильних труб опорно-центруючого елемента і при відсутності в з'єднанні проміжних елементів

$$B_{k+1,j} = B_{k,j} \frac{\sin(\eta_{k,j} L_k + b_{k,j})}{\sin(\eta_{k+1,j} L_k + b_{k+1,j})}. \quad (2.132)$$

При розв'язанні задач для характеристики процесу буріння та оцінки впливу ВЗП доцільно показати динамічні складові кутового зміщення  $\varphi(x, t)$  та реактивного моменту  $M_p(x, t)$  в будь-якому січєнні  $x = L_n$  бурильної колони в наступному вигляді

$$\varphi(x, t) = \sum_j \operatorname{Re} \{ B_{k,j} \sin(\eta_{k,j} x + b_{k,j}) \cdot [\cos \omega_j t + i \sin \omega_j t] \}. \quad (2.133)$$

$$M_p(x, t) = \sum_j \operatorname{Re} \{ B_{k,j} \eta_{k,j} \cos(\eta_{k,j} x + b_{k,j}) \cdot [\cos \omega_j t + i \sin \omega_j t] G_k I_{p,k} \}. \quad (2.134)$$

Таким чином, виходячи із вищевказаного, алгоритм наближеного розв'язання задачі моделювання процесу буріння турбінним способом вертикальної свердловини долотом ріжучого типу полягає в наступному:

1. Використовуючи залежності (2.3), (2.10) і (2.11) для заданого осьового навантаження  $P_{oc}$  визначити заглиблення долота  $H$ .
2. Задатися часом  $t$  роботи долота.

3. Використовуючи залежності (2.87), (2.88) визначити значення  $M_{оп,j}$  при поточному значенні  $j$ ,  $j=1,2,3,\dots$ .

4. Використовуючи залежності (2.110), (2.111) у випадку відсутності наддолотного ВЗП крутильних коливань та залежностями (2.112)-(2.119) у випадку встановлення наддолотного ВЗП, визначити значення  $\varphi_{\partial j+1}$  і  $\varphi_{vj+1}$ .

5. Визначити значення моменту турбобура  $M_{тб,j}$  за залежністю (2.81) у вигляді

$$M_{тб,j} = M_T \left( 1 - \frac{\varphi_{в,j+1} + \varphi_{в,j}}{\Delta t \cdot \omega_x} \right). \quad (2.135)$$

6. Для визначення частоти  $\omega_j$  і амплітуди  $A_{кт,j}$   $k$  - гармонік крутильних коливань корпусу турбобура розкласти момент  $M_{кт,j}$ , який визначаємо за залежністю (2.93), в ряд Фур'є. (інтервал розкладу ] 0 ;  $t_p$  [, де  $t_p = j\Delta t$  - час роботи долота.)

7. Порівняти значення  $\varphi_{\partial,j+1}$  із  $2\pi N$ :

якщо  $\varphi_{\partial,j+1} < 2\pi N$  повернутися в пункт 3;

якщо  $\varphi_{\partial,j+1} \geq 2\pi N$  завершити процес інтегрування.

8. Залежно від виду компоновки бурильного інструменту визначити постійні  $b_{k,j}$  за залежностями (2.125) - (2.126) і постійні  $B_{k,j}$  за залежностями (2.128)-(2.132).

9. Динамічні складові в будь-якому січенні бурильної колони кутового зміщення  $\varphi(x,t)$  і реактивного моменту  $M_p(x,t)$  знаходимо за залежностями (2.133), (2.134).

10. Повернутися в пункт 3 і продовжити обчислення до заданого значення  $t$ .

Необхідно відзначити, що у випадку встановлення наддолотного амортизатора крутильних коливань для стабілізації процесу коливань механічної системи необхідний деякий час. Це пояснюється тим, що в початковий момент часу за рахунок жорсткості ВЗП та моменту опору руйнування породи відбувається затримка руху корпусу долота відносно вала турбобура.

## 2.4. Уточнена математична модель бурильного інструменту при бурінні свердловини турбінним способом

Однією із основних причин вимушених крутильних коливань є зміна моменту опору на долоті, внаслідок коливання осьового навантаження обумовленого особливостями взаємодії долота з вибоєм. Окрім цього, в результаті зменшення моменту сил тертя і в п'яті турбобура з ростом частоти обертання можуть виникати крутильні автоколивання бурильного інструменту.

Так, як з однієї сторони, тиск долота на вибій змінюється в широких межах, а з другої - крутильні коливання не обмежуються стінкою свердловини, вони можуть бути досить значними, що призводить до суттєвого зменшення к.к.д. вибійного двигуна і втомної міцності деталей. Розрахунки показують [63], що крутильні коливання ротора багатосекційного турбобура в резонансних режимах спричиняють періодичну зміну знака крутного моменту поблизу верхнього кінця ротора. Крутий момент із змінним знаком особливо негативно впливає на роботу різьбових з'єднань та з'єднань муфт. Встановлено також [89], що крутильні коливання зменшують механічну швидкість проходки.

Ознайомлюючись із дослідженням динаміки бурильної колони, можна зауважити, що крутильні коливання в основному вивчають в двох аспектах: або як фактор, що впливає на ефективність руйнування породи і збільшення к.к.д. вибійного двигуна [63], або в зв'язку з вивченням резонансних режимів роботи бурильної колони. Коливання ротора турбобура і взаємодію ротора і статора, як правило, не розглядають.

Оскільки крутильні коливання відіграють велику роль в питаннях міцності, довговічності та економічності вибійного двигуна нами запропонована більш досконала розрахункова модель, яка враховує силовий зв'язок між ротором і статором турбобура, що здійснюється через промивну рідину [28]. Розрахункова схема бурильного інструмента для вивчення динаміки вибійного двигуна показана на рисунку 2.7. Вона включає долото ріжучого типу 1, ВЗП крутильних коливань 2,



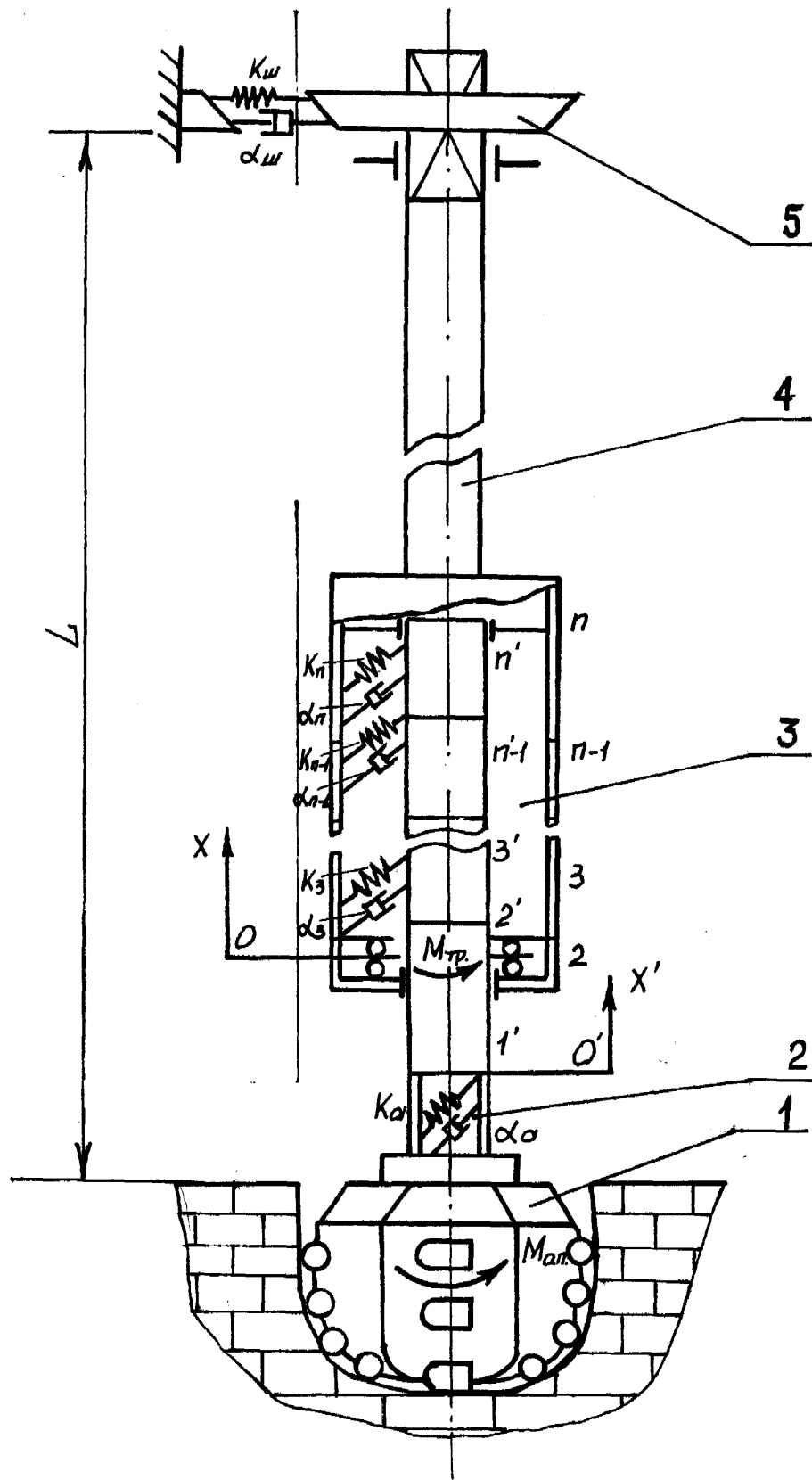


Рисунок 2.7. Розрахункова схема бурового інструмента для вивчення динаміки вибійного двигуна

турбобур 3, секція бурильних труб 4. Кожна секція корпуса ( $k = 2, \dots, n$ ) турбобура, вала ( $k' = 1', \dots, n'$ ) та секція бурильних труб характеризується полярним моментом  $j_k$  інерції поперечного січення, модулем зсуву  $G_k$  матеріалу труб та швидкістю поширення хвиль  $a_k$  для випадку крутильних коливань. Силовий зв'язок між ротором і статором ступені секції турбобура характеризується коефіцієнтами жорсткості  $\kappa_k$  та демпфування  $\alpha_k$  ( $k = 3, \dots, n$ ), які визначаються експериментально.

Розв'язок диференціального рівняння крутильних коливань перерізів  $k$ -ї секції бурильного інструменту (2.89) шукаємо у вигляді (2.122).

Граничні умови в січенні  $x = 0$ , тобто в місці з'єднання долота з валом турбобура:

- при встановленні ВЗП

$$\kappa_a [\varphi_{1'}(0, t) - \varphi_\partial(t)] + \alpha_a \left[ \dot{\varphi}_{1'}(0, t) - \dot{\varphi}_\partial(t) \right] = j_1 G_{1'} \frac{\partial \varphi_{1'}(0, t)}{\partial x_{1'}}, \quad (2.136)$$

- при відсутності ВЗП

$$\varphi_{1'}(0, t) = \varphi_\partial(t), \quad (2.137)$$

де  $\varphi_\partial(t)$  - кут повороту долота;  $\dot{\varphi}_\partial(t)$  - швидкість зміни кута повороту;

Граничні умови в січенні  $x = 0$  ( $x' = L_{1'}$ ), тобто в нижній опорі кочення турбобура:

$$j_1' G_{1'} \frac{\partial \varphi_{1'}(L_{1'}, t)}{\partial x_{1'}} - j_2 G_2 \frac{\partial \varphi_2(0, t)}{\partial x} = M_{тр}, \quad (2.138)$$

$$j_1' G_1' \frac{\partial \varphi_1'(L_1', t)}{\partial x'} = j_2' G_2' \frac{\partial \varphi_2'(L_1', t)}{\partial x'}, \quad (2.139)$$

$$\varphi_1'(L_1', t) = \varphi_2'(L_1', t), \quad (2.140)$$

де  $M_{тр}$  - момент тертя в опорі кочення турбобура;

Граничні умови: - в січенні  $x = L_k$  ( $k = 2, n - 1$ ) - з'єднання ступеней турбобура:

$$\varphi_k(L_k, t) = \varphi_{k+1}(L_k, t); \quad (2.141)$$

$$\begin{aligned} \kappa_k (\varphi_{k+1}(L_k, t) - \varphi_{k+1}(L_{k+1}, t)) + \alpha_k \left( \dot{\varphi}_{k+1}(L_k, t) - \dot{\varphi}_{k+1}(L_{k+1}, t) \right) = \\ = -j_k G_k \frac{\partial \varphi_k(L_k, t)}{\partial x} + j_{k+1} G_{k+1} \frac{\partial \varphi_{k+1}(L_k, t)}{\partial x}; \end{aligned} \quad (2.142)$$

$$\varphi_k(L_k, t) = \varphi_{k+1}(L_{k+1}, t); \quad (2.143)$$

$$\begin{aligned} \kappa_k (\varphi_{k+1}(L_k, t) - \varphi_{k+1}(L_{k+1}, t)) + \alpha_k \left( \dot{\varphi}_{k+1}(L_k, t) - \dot{\varphi}_{k+1}(L_{k+1}, t) \right) = \\ = -j_k' G_k' \frac{\partial \varphi_k'(L_k', t)}{\partial x'} + j_{k+1}' G_{k+1}' \frac{\partial \varphi_{k+1}'(L_k', t)}{\partial x'}; \end{aligned} \quad (2.144)$$

- в січенні  $x = L_n$  ( $x' = L_n'$ ) - місце з'єднання корпусу турбобура з секцією

бурильних труб:

$$j_n' G_n' \frac{\partial \varphi_n'(L_n', t)}{\partial x'} = 0, \quad (2.145)$$

$$\varphi_n(L_n, t) = \varphi_{n+1}(L_n, t), \quad (2.146)$$

$$j_n G_n \frac{\partial \varphi_n(L_n, t)}{\partial x} = j_{n+1} G_{n+1} \frac{\partial \varphi_{n+1}(L_n, t)}{\partial x}, \quad (2.147)$$

- в січенні  $x = L_k$  ( $k = n + 1, 1 - 1$ ) - з'єднання секцій труб;

$$\varphi_k(L_k, t) = \varphi_{k+1}(L_k, t), \quad (2.148)$$

$$j_k G_k \frac{\partial \varphi_k(L_k, t)}{\partial x} = j_{k+1} G_{k+1} \frac{\partial \varphi_{k+1}(L_k, t)}{\partial x}, \quad (2.149)$$

- в січенні  $x = L_1$  - з'єднання із шестернею стола;

$$I_{\text{ш}} \frac{\partial^2 \varphi_1(L_1, t)}{\partial t^2} + \alpha_{\text{ш}} \dot{\varphi}_1(L_1, t) + \kappa_{\text{ш}} \varphi_1(L_1, t) = -j_1 G_1 \frac{\partial \varphi_1(L_1, t)}{\partial x}, \quad (2.150)$$

$j$ -ту гармоніку крутильних коливань долота задамо у вигляді

$$\varphi_{\partial, j}(t) = A_j e^{i\omega_j t}. \quad (2.151)$$

Використовуючи граничні умови (2.136) - (2.151) і ввівши позначення  $\Psi_{j,k} = j_k G_k \eta_k$ ,  $\Psi_{j,k'} = j_{k'} G_{k'} \eta_{k'}$ ,  $H_{j,k} = k_k + i\alpha_k \omega_j$  знайдемо коефіцієнти  $b_{j,k}$ ,  $b_{j,k}$ ,  $B_{j,k}, B_{j,k'}$  ( $k = \overline{1,1}$ ,  $k' = \overline{2,n}$ ).

$$b_{j,l} = \arctg \left[ \frac{j_l G_l \eta_{j,l}}{I_{\text{ш}} \omega_j^2 - i\omega_j \alpha_{\text{ш}} - \kappa_{\text{ш}}} \right] - \eta_{j,l} L_1, \quad (2.152)$$

$$b_{j,k} = \arctg \left[ \frac{\Psi_{j,k}}{\Psi_{j,k+1}} \operatorname{tg}(\eta_{j,k+1} L_k + b_{j,k+1}) \right] - \eta_{j,k} L_k, \quad (2.153)$$

де  $k = \overline{1, n}$  ;

$$b_{j,n'} = \frac{\pi}{2} - \eta_{j,n'} L_{n'}, \quad (k' = n'); \quad (2.154)$$

$$b_{j,k'} = \arctg \left[ \frac{\Psi_{j,k'+1}}{\Psi_{j,k'}} \operatorname{ctg}(\eta_{j,k'+1} L_{k'} + b_{j,k'+1}) \right] - \eta_{j,k'} L_{k'}, \quad (2.155)$$

де  $k' = \overline{n'-1, 2}$  ;

$$b_{j,k} = \arctg \left[ \frac{\Psi_{j,k+1}}{\Psi_{j,k}} \operatorname{ctg}(\eta_{j,k+1} L_k + b_{j,k}) + \frac{H_{j,k}}{\Psi_{j,k}} \left( 1 - \frac{H_{j,k}}{\Omega} \right) \right] - \eta_{j,k} L_k, \quad (2.156)$$

де  $k = \overline{n-1, 2}$  ,

$$\Omega = H_{j,k} + \Psi_{j,k'+1} \operatorname{ctg}(\eta_{j,k'+1} L_{k'} + b_{j,k'+1}) - \Psi_{j,k} \operatorname{ctg}(\eta_{j,k} L_{k'} + b_{j,k}); \quad (2.157)$$

$$b_{j,1'} = \arctg \left[ \frac{\Psi_{j,1'}}{\Psi_{j,2'}} \operatorname{tg}(\eta_{j,2'} L_{1'} + b_{j,2'}) \right] - \eta_{j,1'} L_{1'} \quad (2.158)$$

$$B_{j,1'} = \frac{A_j H_{j,a}}{H_{j,a} \sin b_{j,1'} - \Psi_{j,1'} \cos b_{j,1'}}; \quad (2.159)$$

$$B_{j,2'} = B_{j,1'} \frac{\Psi_{j,1'} \cos(\eta_{j,1'} L_{1'} + b_{j,1'})}{\Psi_{j,2'} \cos(\eta_{j,2'} L_{1'} + b_{j,2'})}; \quad (2.160)$$

$$B_{j,2} = B_{j,1} \frac{\Psi_{j,1} \cos(\eta_{j,1} L_{j,1} + b_{j,1})}{\Psi_{j,2} \cos b_{j,2}} + \frac{M_{\text{тп}}}{\Psi_{j,2} \cos b_{j,2}}; \quad (2.161)$$

$$B_{j,k+1} = B_{j,k} \frac{\sin(\eta_{j,k} L_k + b_{j,k})}{\sin(\eta_{j,k+1} L_k + b_{j,k+1})}, \quad (2.162)$$

де  $k = \overline{2,1}$ ;

$$B_{j,k'+1} = \frac{B_{j,k+1} H_{j,k} \sin(\eta_{j,k+1} L_k + b_{j,k}) + B_{j,k} \Psi_{j,k} \cos(\eta_{j,k} L_{k'} + b_{j,k'})}{H_{j,k} \sin(\eta_{j,k} L_{k'} + b_{j,k'}) + \Psi_{j,k'+1} \cos(\eta_{j,k'+1} L_{k'} + b_{j,k'+1})}, \quad (2.163)$$

де  $k' = \overline{2, n' - 1}$ .

При відсутності в компоновці ВЗП, для знаходження коефіцієнта  $B_{j,1}$ , буде демо використовувати формулу

$$B_{j,1} = \frac{A_j}{\sin b_{j,1}}. \quad (2.164)$$

Якщо відомий момент  $M_j$  а не кут  $A_j$ , то умова (2.151) буде мати вигляд

$$j_1 G_1 \frac{\partial \varphi_1(o, t)}{\partial x'} = M_j e^{i\omega_j t}, \quad (2.165)$$

звідки  $B_{j,1} = \frac{M_j}{\Psi_{j,1} \cos b_{j,1}}. \quad (2.166)$

Таким чином, в уточненій розрахунковій моделі для  $k$ -ї турбінної секції та довільного січення бурильного інструменту шуканими функціями можуть бути динамічні складові кутового зміщення  $\varphi(x, t)$  та реактивного моменту  $M_p(x, t)$ .

## 2.5. Визначення показників процесу буріння вертикальної свердловини долотами ріжучого типу

Область оптимальних режимів буріння визначається на основі таких показників роботи долота, як механічна швидкість буріння, проходка за рейс та вартість одного метра проходки.

Функції механічної швидкості моделі є різні на вигляд, наприклад в роботі [79] приведено 17 залежностей. Пояснюється це тим, що на механічну швидкість впливає велике число різних факторів, які характеризують конструкція та якість виготовлення долота, фізико-механічні властивості породи, величина осьового навантаження і частота обертання, кількість та якість промивальної рідини, урахування яких без критичної оцінки приведе до ускладнення залежності.

В нашому випадку при дослідженні роботи долота ріжучого типу при заглибленні вертикальної свердловини турбінним способом зроблено припущення, що заглиблення  $H$  долота за один оберт є величина постійна, так як не враховуються поздовжні (осьові) коливання долота при взаємодії ріжучих елементів з породою.

Механічну швидкість  $V_M$  заглиблення долота визначаємо за залежністю [79]

$$V_M = \frac{H}{t_6} \cdot \frac{\varphi_{\partial}}{2\pi} \quad (2.167)$$

де  $t_6$  - час механічного буріння ;

$\varphi_{\partial}$  - текуче значення кута повороту долота.

Проходку на долото  $H_{\partial}$  за рейс визначаємо за відомим співвідношенням

$$H_{\partial} = \int_0^{t_6} V_M(t) dt, \quad (2.168)$$

Для оцінки роботи породоруйнівного інструменту з енергетичної точки зору, необхідно визначати енергоємність руйнування породи  $E_p$ , тобто роботу затрачену на руйнування одиниці об'єму вибуреної породи

$$E_p = \frac{A}{V_n}. \quad (2.169)$$

Робота  $A$ , затрачена на руйнування гірської породи в об'ємі  $V_n$  визначається за залежністю [29]

$$A = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_d d\varphi = M_d 2\pi n t_b, \quad (2.170)$$

де  $M_d$  - крутний момент на долоті ;

$n$  - частота обертання долота.

Об'єм  $V_n$  вибуреної породи долотом визначаємо за залежністю

$$V_n = \frac{\pi D_c^2}{4} V_m t_b, \quad (2.171)$$

де  $D_c$  - середній діаметр свердловини.

На основі алгоритму наближеного розв'язку задачі моделювання процесу буріння вертикальної свердловини турбінним способом долотами ріжучого типу створені мовою програмування PASCAL програми "RISEZ", "DRILL", "BUS", які забезпечують вирішення наступних задач:

- розрахунок заглиблення та площі контакту ріжучих елементів долота при заданому осьовому навантаженні;



- розрахунок динамічних параметрів роботи долота при зміні жорсткості компоновки бурильного інструменту, режимів буріння та ефективних параметрів заглиблення свердловини;
- розрахунок динамічних параметрів в будь-якому січенні бурильної колони при зміні жорсткості компоновки та встановленні опорно-центруючих пристроїв.

Структурна схема взаємодії розрахункових програм, файлів вхідних та вихідних даних, наведена на рис.2.8. Роздруківка основних модулів програми та приклади формування файлів вхідних величин для підпрограм “DRILL” і “BUS” подані в додатках А і Б.

Для роботи з програмами необхідно комп’ютер 386 або вище, рекомендовано 4МБ оперативної пам’яті, 5 МБ вільного місця на жорсткому диску та системи MS-DOS 5 або вище.

Підпрограми функціонують як в автономному режимі, так і в оболонці основної програми, з можливістю коректування вхідних даних підпрограм.

Підпрограма “RISEZ” працює наступним чином:

Rez.exe X1 X2

X1 – назва файлу вхідних величин з розширенням dat;

X2 – назва файлу вихідних величин з розширенням res.

Наприклад: rez.exe data.dat data.res.

Підпрограма “DRILL” може працювати в двох режимах. Перший режим є автоматичним, для його запуску використовується стартовий файл auto.bat попередньо сформувавши пакет вхідних файлів і відповідно відкоректувавши стартовий файл. Другий режим є діалоговий, тобто дає можливість роботи з окремим файлом вхідних величин:

Drill.exe X1 X2

X1 – назва файлу вхідних величин var.N (N=1...25);

X2 – назва файлу вихідних величин res.N.

Наприклад: drill.exe var.N rez.N.

Аналогічно підпрограмі “DRILL” працює підпрограма “BUS”.

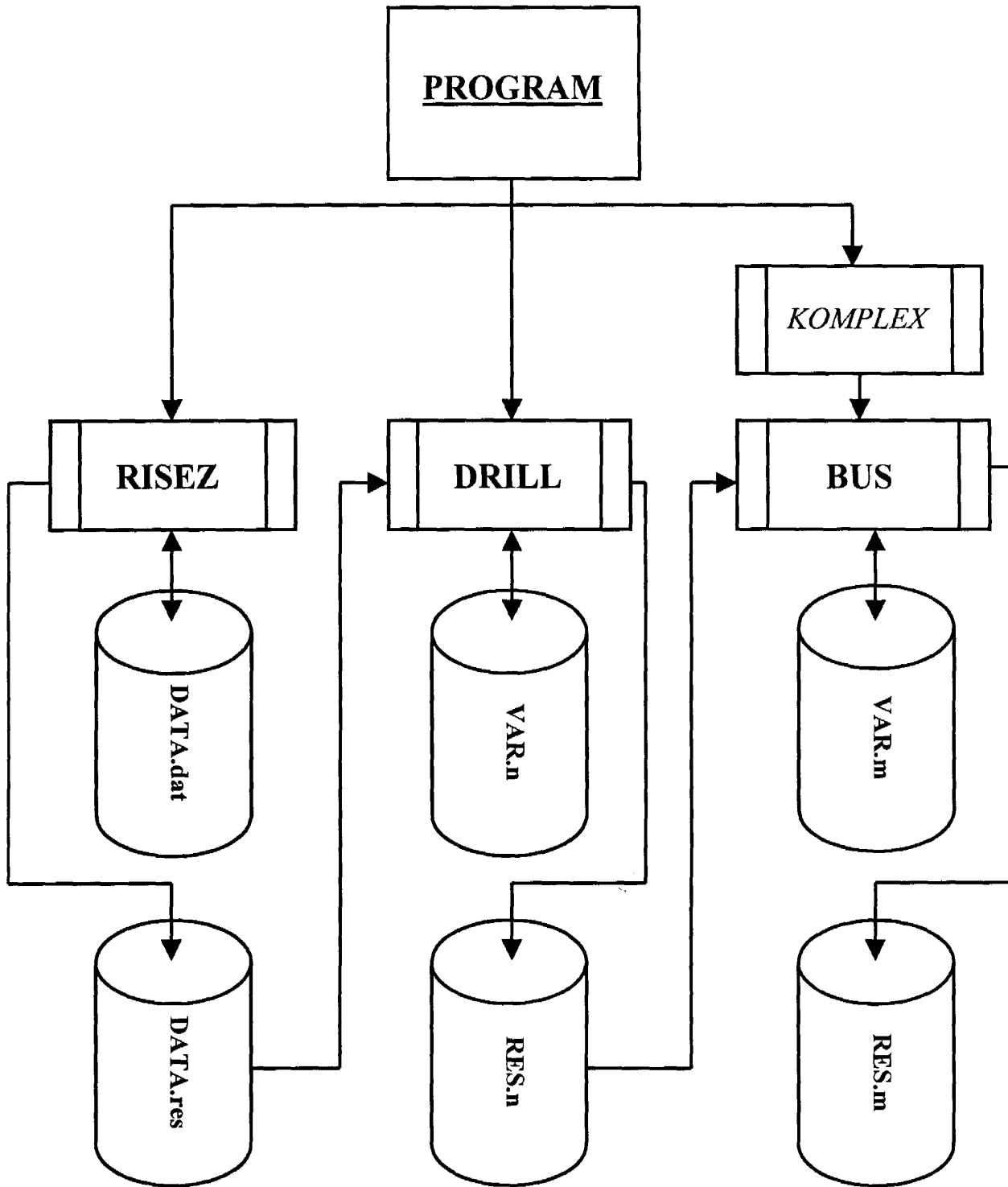


Рисунок 2.8. Структурна схема взаємодії розрахункових програм.

Наприклад: bus.exe var.N rez.N.

Підпрограма розрахунку комплексних чисел автоматично викликається з основної програми, в автономному режимі не працює.

Таким чином, розроблена модель процесу турбінного буріння вертикальної свердловини долотами ріжучого типу дозволяє проводити оцінку впливу конструктивних параметрів долота, фізико-механічних властивостей породи і параметрів режиму буріння на ефективність процесу заглиблення вибою. Вчислювальні експерименти за розробленим алгоритмом дозволять встановити ряд нових функціональних залежностей зміни показників ефективності роботи долота ріжучого типу для керування процесом буріння і для обґрунтування підбору параметрів режиму буріння долота та компоновки бурильної колони, для забезпечення найбільш ефективного ведення процесу буріння.

## Висновки до розділу 2

1. Виведена функціональна залежність заглиблення долота та площі контакту ріжучих елементів від осьового навантаження з врахуванням конструктивних параметрів долота, фізико-механічної характеристики породи і вибійних умов та перекриття площин різання сусідніми різцями долота. Описана робота долота ріжучого типу та встановлені функціональні залежності між зусиллями діючими на ріжучі елементи долота з використанням експериментальних характеристик процесу руйнування одиничними різцями.

2. Складені нові рівняння, що описують спільну роботу долота ріжучого типу і бурильної колони в процесі роторного способу буріння та долота ріжучого типу, вибійного двигуна і бурильної колони в процесі турбінного буріння вертикальної свердловини, які дозволяють вивчати крутильні коливання долота і

січень бурильної колони, визначати величини динамічних кутових зміщень, крутних моментів на долоті і в січеннях бурильної колони.

3. Складені граничні та початкові умови для отримання системи рівнянь, які враховують вплив параметрів режиму буріння, компоновки бурильної колони на динаміку взаємодії озброєння долота ріжучого типу з вибоєм свердловини, величини динамічних сил та моментів на долото і в січеннях бурильної колони.

4. Розроблений алгоритм наближеного числового рішення рівнянь руху системи "долото ріжучого типу – вибійний двигун – бурильна колона" в процесі буріння, який дозволяє визначати в будь-який момент часу динамічні параметри взаємодії долота ріжучого типу з вибоєм, кутові зміщення січень бурильної колони, величини динамічних крутних моментів діючих на долоті, турбобурі і в січеннях бурильної колони.

5. Уточнена модель динаміки роботи турбобура з врахуванням пружно-в'язкого силового зв'язку між ротором і статором, що здійснюється через промивальну рідину.

6. Обґрунтована можливість визначати розрахункові величини механічної швидкості буріння, проходки на долото та енергетичного параметру взаємодії долота з вибоєм – енергоємність руйнування породи. Розроблена математична модель та пакет прикладних програм процесу буріння дозволяють оцінити вплив конструктивних параметрів долота, компоновки бурильної колони і режиму буріння на ефективність процесу заглиблення вибою при бурінні вертикальної свердловини турбінним способом.

### РОЗДІЛ 3

## ОЦІНКА ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ БУРИЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА І РЕЖИМУ БУРІННЯ НА РОБОТУ ДОЛОТА РІЖУЧОГО ТИПУ

Вдосконалення конструкцій озброєння і режимів відпрацювання доліт ріжучого типу "стратапакс" базується на основі результатів промислових випробувань і узагальнення практики буріння. Розробка наукових основ процесу руйнування гірської породи ріжучими пластинами, не стала ще в нашій країні предметом систематичних теоретичних досліджень, що дозволило б обґрунтовано підходити до проблеми створення і використання доліт в заданих геологічних умовах.

На основі розробленого алгоритму наближеного розв'язку задачі моделювання процесу буріння вертикальної свердловини турбінним способом долотами ріжучого типу складений пакет комп'ютерних програм і отримано результати розрахунку кінематичних і динамічних параметрів руху бурової механічної системи "порода - долото ріжучого типу - турбобур – бурильна колона" в процесі буріння при різній жорсткості компоновки низу бурильної колони і режимах буріння.

Експериментальну перевірку методики математичного моделювання процесу буріння найкраще виконувати шляхом порівняння результатів розрахунку з даними, отриманими безпосередньо в процесі глибокого буріння, оскільки тільки в такому випадку має місце відповідність розрахункової моделі роботі бурової механічної системи і колона бурильних труб функціонує, як динамічна система. В промислових умовах досить складно вимірювати кінематичні та динамічні параметри бурової системи, встановлювати залежності показників ефективності процесу буріння від параметрів компоновки бурильної колони при різних режимах буріння і від інших факторів. Тому для якісної перевірки розрахункових залежностей будемо порівнювати їх і з стендовими даними, багато з яких широко відомі і опубліковані в літературі [2, 15, 61, 75, 85, 91].

### 3.1. Вибір параметрів для моделювання процесу буріння вертикальної свердловини турбінним методом долотами ріжучого типу

Принципова розрахункова схема для досліджень механічної системи показана на рис. 3.1. Вона включає породу 1, долото ріжучого типу 2, віброзахисний пристрій 3, вибійний двигун 4, секції 5 обважнених бурильних труб, секції 6 бурильних труб, шестерню 7 закріплену в роторі пружньо-в'язким зв'язком.

При дослідженнях використовувались наступні компоновки бурильного інструменту:

компоновка 1 - долото ДРС 214,3 – М1, ВЗП, турбобур А7Ш, ОБТ 178–10 м, ТВПВ – 127 × 10 - 1000 м;

компоновка 2 - долото ДЛР 146, ВЗП, турбобур ТС4А – 127, ОБТ 105–15 м, ТВВ - 89 × 7 - 1500 м.

Породи на вибої вибрані із умови, що їх фізико-механічні властивості дозволяють забезпечити ефективне застосування доліт ріжучого типу. Основні фізико-механічні властивості порід, для проведення експериментів наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1.

Фізико- механічні властивості порід

Назва породи	Твердість породи, $R_{ш}, \frac{H}{m^2} \cdot 10^7$	Коефіцієнт пластичності, $K_{пл}$	Коефіцієнт абразивності, $K_{абр}$
Пісковик слюдяний	60	1,5	0,2
Мармур «коелга»	90	2,4	0,5
Вапняк дрібнокристалічний	120	4,0	0,7

Параметри долота, які вводяться в програму розбиті на дві групи – інерційні

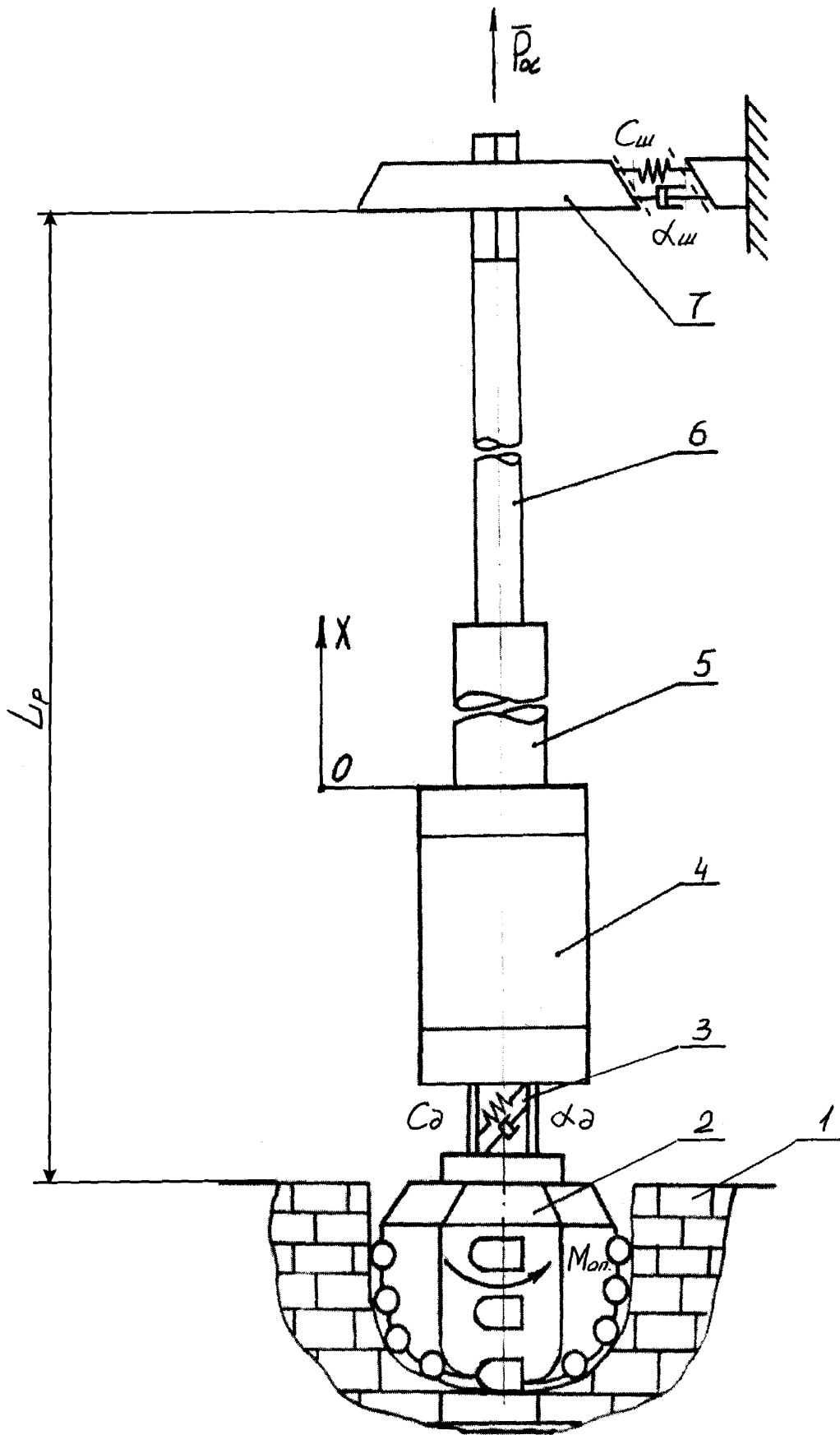


Рисунок 3.1. Принципова розрахункова схема бурильного інструменту.

(момент інерції  $I_{\partial}$  долота відносно осі його обертання, маса  $m_{\partial}$  долота) і геометричні (діаметр  $D_{\partial}$  долота, радіуси  $R$  та число  $n$  ріжучих елементів, радіуси  $r_i$  їх встановлення та кут  $\alpha$  нахилу до площини вибою). В залежності від осьового навантаження та фізико-механічних властивостей порід, для кожного ріжучого елемента встановленого на відстані  $r_i$  від осі обертання долота, з врахуванням площин перекриття сусідніми різцями, розраховуються максимальне  $P_{i \max}^r$  та мінімальне  $P_{i \min}^r$  значення горизонтальної складової зусилля на ріжучому елементі, а також встановлюються значення  $l_1$  і  $l_2$  за методикою приведеною в пункті 2.2. Значення величин  $I_{\partial}, m_{\partial}, D_{\partial}, n, \alpha$  наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2.

Інерційні та геометричні параметри доліт

Типорозмір долота	Діаметр $D_{\partial}, \text{ м}$	Маса $m_{\partial}, \text{ кг}$	Момент інерції $I_{\partial}, \text{ кг/м}^2$	К-сть різців $n$	Кут нахилу $\alpha, \text{ град}$
ДРС214,3 – М1	0,214	65,1	0,38	66	- 20
ДЛР – 146	0,146	42	0,12	49	-20

Програма передбачає можливість встановлення над долотом та в будь-якому січенні бурильної колони віброзахисного пристрою (ВЗП) крутильних коливань, який моделюється в'язкопружним тілом із жорсткістю  $C_i$  і коефіцієнтом в'язкого опору  $\alpha_i$ .

Параметри турбобурів, які використовуються в компоновках бурильного інструменту при розрахунках, наведені в таблиці 3.3.

До параметрів бурильної колони, що вводяться в програму, відносяться полярний момент інерції  $I_{pk}$  поперечного січення секції, густина  $\rho_k$  та модуль зсуву  $G_k$  матеріалу секції, коефіцієнт  $\lambda_k$  затухання крутильних коливань січень секції, а також довжина секції  $l_k$ , де  $k$  - порядковий номер секції бурильних труб,



починаючи відлік від долота вверх по колоні. Значення  $I_{pk}, G_k, \lambda_k, l_k$  наведені в таблиці 3.4.

Параметрами, що визначають режим буріння є осьове навантаження  $P_{oc}$  на долото та витрати  $Q$  промивальної рідини.

Таблиця 3.3.

Розрахункові параметри турбобурів

Шифр турбобура	Витрати рідини $Q, \text{л/с}$	Тормозний момент $M_T, \text{Нм}$	Холості оберти $n_x, \text{рад/с}$	Момент інерції вала $I_B, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	Момент інерції корпусу $I_{KT}, \text{кг} \cdot \text{м}^2$
А7Ш	30	3800	54,45	0,13	6,9
	35	5172	63,52		
ТС4А-127	12	4335	79,66	0,06	1,12
	14	5900	92,76		

Таблиця 3.4.

Параметри бурильної колони

Типорозмір бурильної труби	$\rho_k, \text{кг/м}^3$	$\lambda_k, \text{с}^{-1}$	$G_k, \text{Н/м}^2 \cdot 10^{10}$	$I_{pk}, \text{м}^4 \cdot 10^{-4}$	$l_k, \text{м}$
ОБТ-178	7800	1,52	7,85	1,4	9
ОБТ-120	7800	1,64	7,85	0,94	6
ТБПВ-127·10	7800	1,2	7,85	0,65	1500
ТБВ-89·7	7800	1,08	7,85	0,15	1000

Початкове положення бурової системи визначалося осьовим навантаженням на долото та розташуванням його озбрення відносно вибою. Нами розглядаввся усталений режим роботи без урахування початкових перехідних процесів, а результати аналізувалися і оброблялися після 3-4 с. роботи системи.

В результаті реалізації програми на ЕОМ розраховувалися наступні величини:

- миттєва швидкість обертання корпусу долота;
- динамічні складові та середнє значення крутного моменту на долоті та турбобурі;
- динамічні складові та середнє значення моменту опору породи руйнуванню;
- динамічні складові реактивного моменту корпусу турбобура та кута закручування колони бурильних труб;
- механічна швидкість та енергоємність буріння.

Для оцінки процесу роботи механічної системи прийняті наступні показники:

- розмах коливань  $A_M$  крутного моменту на долоті

$$A_M = M_D^{\max} - M_D^{\min}, \quad (3.1)$$

де  $M_D^{\max}$  - максимальне значення динамічної складової крутного моменту на корпусі долота;

$M_D^{\min}$  - мінімальне значення динамічної складової крутного моменту на корпусі долота.

- коефіцієнт динамічності крутного моменту  $K_D$  на долоті, який можна представити у вигляді

$$K_D = \frac{M_D^{\max}}{M_{D\text{ср}}}, \quad (3.2)$$

де  $M_{D\text{ср}}$  - середнє значення крутного моменту на корпусі долота.

Розрахунковим методом досліджувався вплив конструктивних параметрів долота ( $n_i, R, \alpha, r_i$ ), параметрів режиму буріння ( $P_{oc}, Q$ ) та жорсткості  $C_k$  віброзахисного пристрою крутильних коливань на динаміку системи “порода-

долото-турбобур-бурильна колона”, а також вплив даних параметрів на показники ефективності буріння.

### 3.2. Вивчення особливостей взаємодії елементів озброєння долота ріжучого типу з вибоєм

Конструювання і ефективне використання породоруйнівних інструментів і режиму буріння взаємозв'язані, і можуть бути вирішені тільки в комплексі на основі вивчення особливостей взаємодії озброєння долота з вибоєм. На основі розробленого алгоритму наближеного рішення задачі моделювання процесу буріння свердловини долотом ріжучого типу складена комп'ютерна програма і отримані результати розрахунку динамічних параметрів руху системи "порода-долото-турбобур-бурильна колона" в процесі буріння.

Для вивчення особливостей руйнування гірської породи та впливу розміщення різців відносно осі долота на динаміку роботи системи нами прийнята наступна компоновка бурильного інструменту: модель долота ріжучого типу (ДРС 214,3-М1), ВЗП (крутильних коливань), модель турбобура А7Ш, бурильна колона. Модель долота включає три різці типу стратапакс (радіус ріжучої пластинки  $R = 6 \cdot 10^{-3}$  м), один з яких розташований в центрі долота, другий на периферії, третій переміщували з кроком 0.006 м від центра до периферії долота (рис.3.2.). Вибій представлений трьома породами: пісковик слюдистий, мармур "коелга", вапняк дрібнокристалічний.

Аналізом результатів розрахункового експерименту встановлено, що середнє значення крутного моменту  $M_{д\text{ ср}}$  на долоті при віддаленні різця від осі обертання зростає за лінійною залежністю, з ростом осьового навантаження від 1,5 до 5,25 кН його величина зростає в 3,0 – 3,5 рази (рис. 3.3), а при збільшенні твердості породи від  $P_{ш}=60 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$  до  $P_{ш}=120 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$  значення моменту зростає

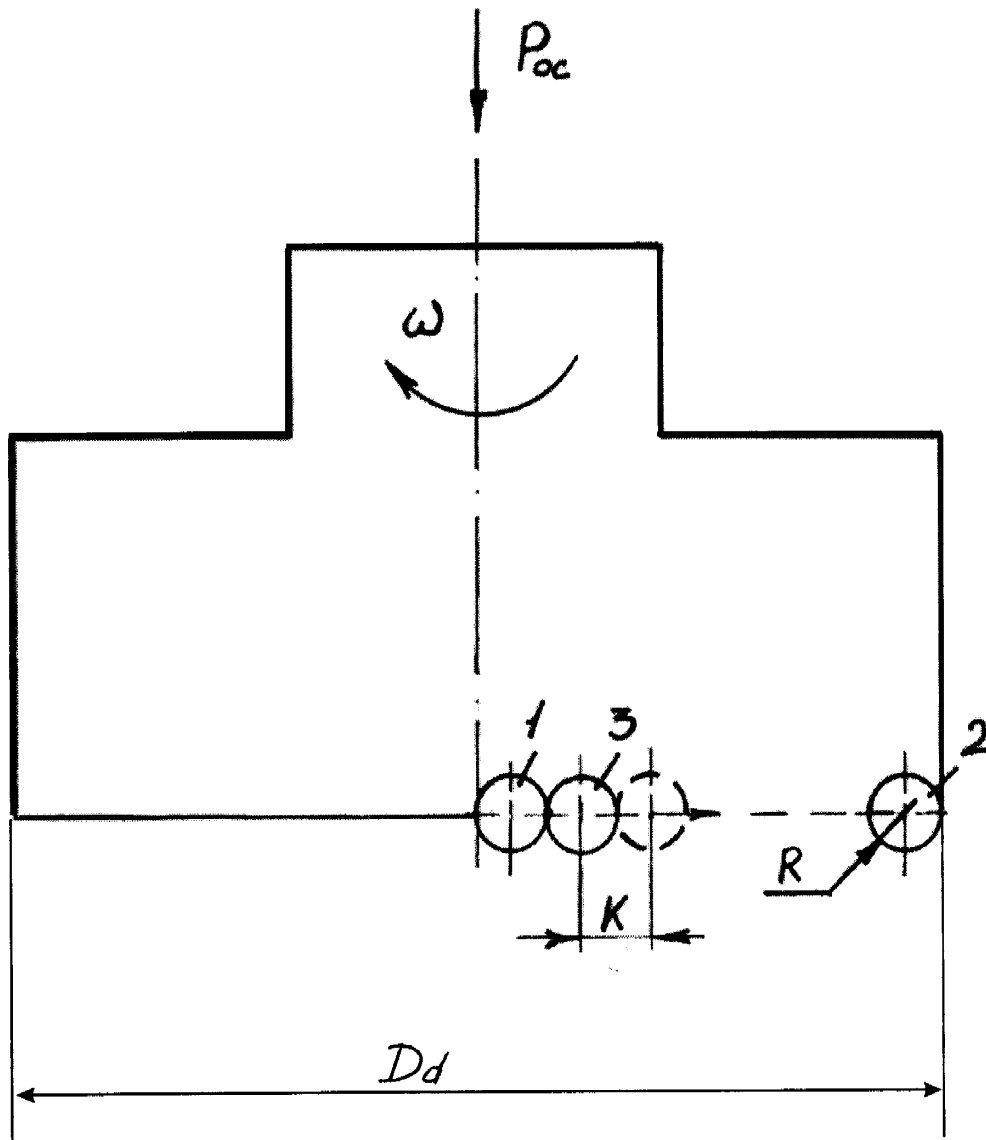


Рисунок 3.2. Розрахункова модель долота.

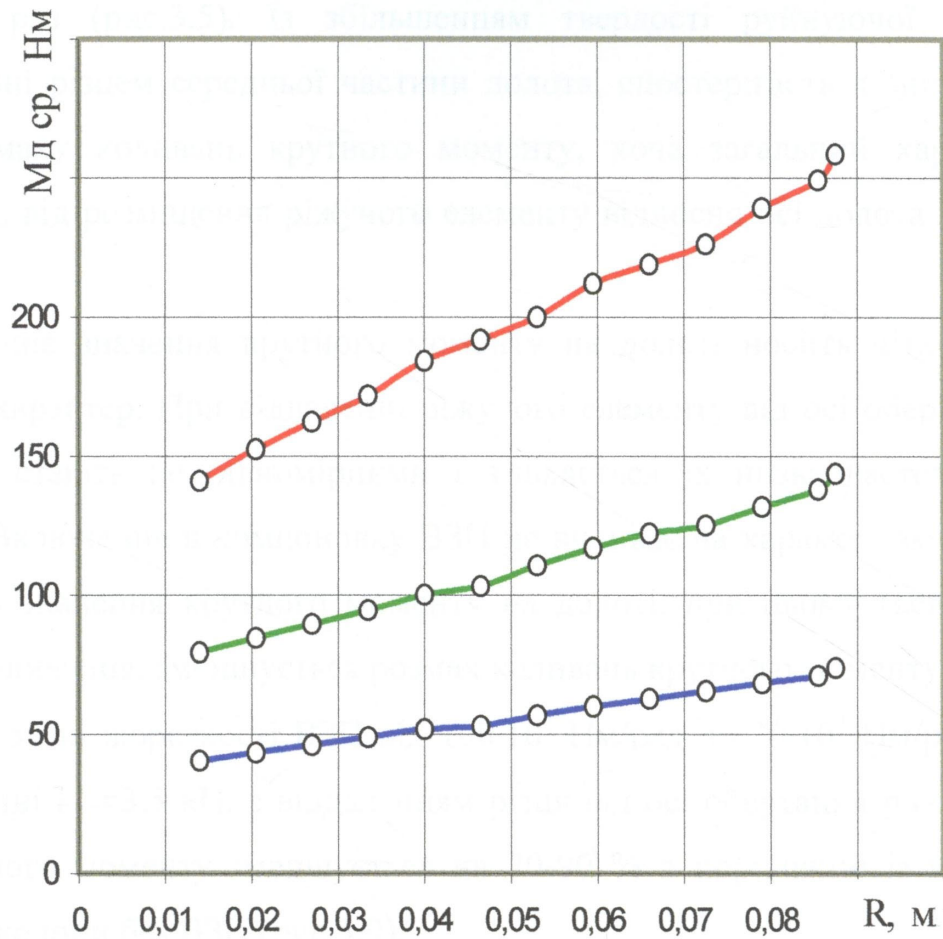


Рисунок 3.3. Розрахункова залежність середнього значення  $M_{д\ ср}$  крутного моменту на моделі долота від розміщення різця, при зміні осьового навантаження

- $P_{ос} = 1500 \text{ Н};$
- $P_{ос} = 3000 \text{ Н};$
- $P_{ос} = 5250 \text{ Н};$

Порода – пісковик слюдяний.

в 1,4-1,6 раз (рис.3.4). При віддаленні різця від центра долота до периферії розмах коливань крутного моменту  $A_m$  на долоті зростає за залежністю близькою до лінійної, із збільшенням осьового навантаження в 3,5 раз розмах коливань зростає в 3,2-3,9 раз (рис.3.5). Із збільшенням твердості руйнуючої породи при проходженні різцем середньої частини долота, спостерігається зниження темпу росту розмаху коливань крутного моменту, хоча загальний характер росту розмаху  $A_m$  від розміщення ріжучого елемента відносно осі долота не міняється. (рис. 3.6);

Поточне значення крутного моменту на долоті носить чітко виражений коливний характер. При віддаленні ріжучого елемента від осі обертання долота коливання стають не рівномірними і з'являється їх низькочастотна складова (рис 3.7). Включення в компоновку ВЗП не впливає на характер зміни величини середнього значення крутного моменту на долоті, при цьому гасяться низькочастотні коливання, зменшується розмах коливань крутного моменту (рис.3.8).

При зміні жорсткості ВЗП від  $100 \cdot 10^3$  Нм/рад до  $20 \cdot 10^3$  Нм/рад, осьовому навантаженні  $P_{oc}=3,5$  кН, з віддаленням різця від осі обертання розмах  $A_m$  коливань крутного моменту зменшується на 70-90 % в порівнянні із компоновкою бурильної колони без ВЗП (рис 3.9).

При конструюванні доліт ріжучого типу для зменшення динамічних навантажень на ріжучі елементи та їх зношуванні, на одній лінії різання встановлюють декілька різців. Для вивчення впливу кількості ріжучих елементів на одній лінії різання на динаміку роботи долота та енергоємності руйнування породи, нами проведений вчислювальний експеримент. На моделі долота, при осьовому навантаженні  $P_{oc}=1$  кН (порода мармур) встановлювали послідовно один, два і три різці на одній лінії різання.

При постійних параметрах режиму буріння отримані результати наведені в таблиці 3.5. З них випливає, що із збільшенням різців від 1 до 3 на одній лінії різання середнє значення крутного моменту  $M_{д ср}$  на долоті не змінюється, коефіцієнт динамічності  $K_d$  зменшується всього на 6-8 %, при цьому енергоємність руйнування породи  $E_p$  зростає в 3 рази. При встановленні в компоновку ВЗП

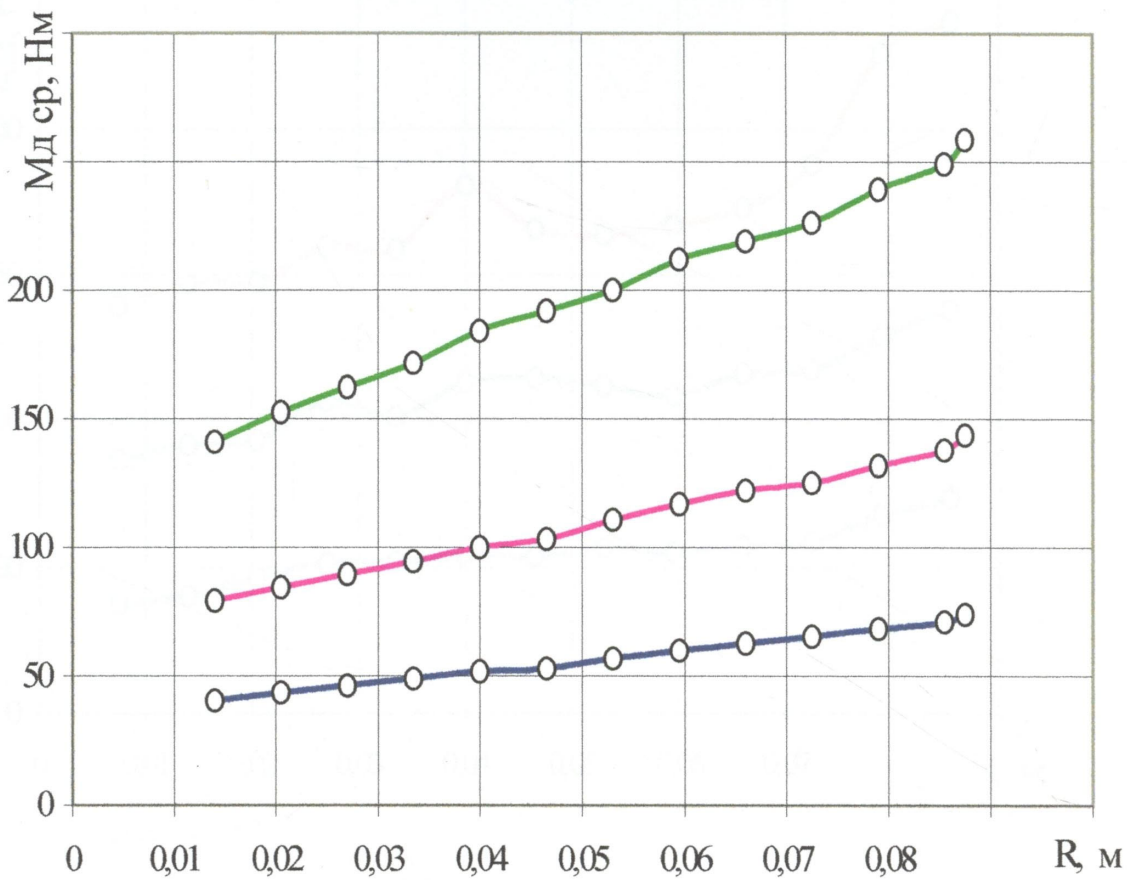


Рисунок 3.4. Розрахункова залежність середнього значення  $M_{д ср}$  крутного моменту на моделі долота від розміщення різців, із зміною твердості породи при  $P_{ос} = 3000$  Н;

- пісковик слюдистий;
- мармур "коелга";
- вапняк дрібнокристалічний.

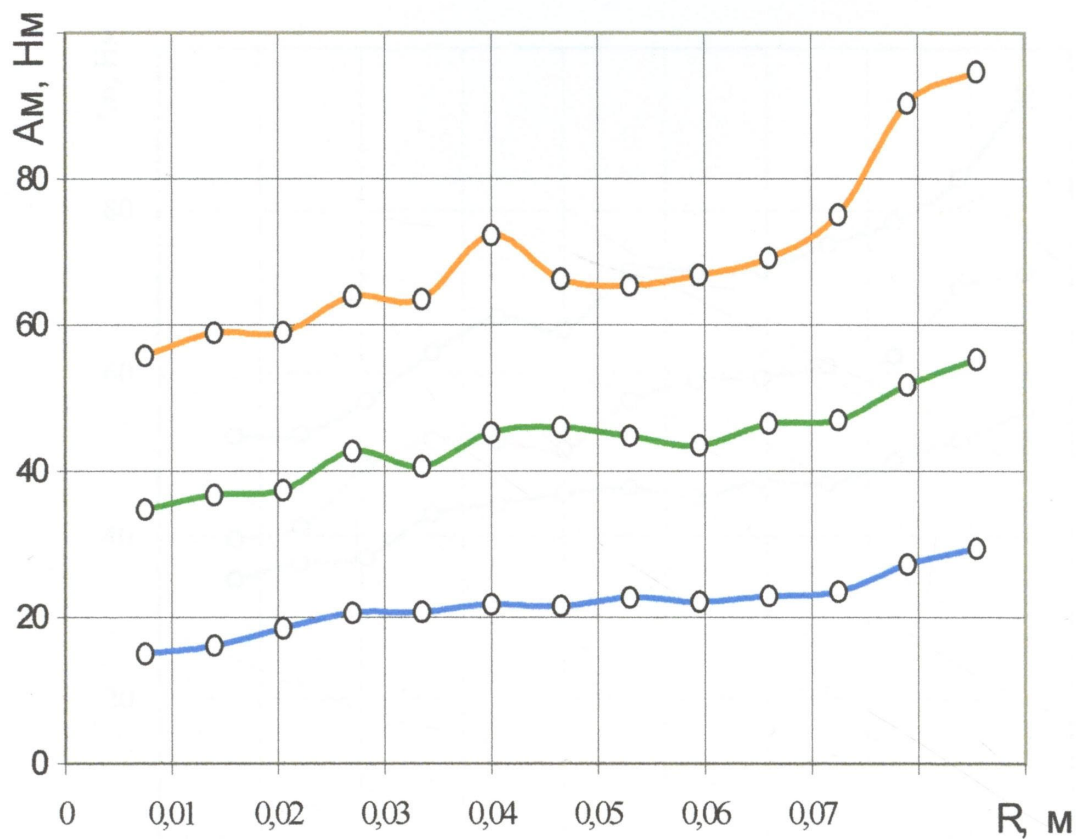


Рисунок 3.5. Розрахункова залежність розмаху  $A_m$  коливань крутного моменту на моделі долота від розміщення різця, при зміні осьового навантаження. Порода – пісковик слюдистий.

—  $P_{OC} = 1500 \text{ Н}$ ,

—  $P_{OC} = 3000 \text{ Н}$ ,

—  $P_{OC} = 5250 \text{ Н}$ .



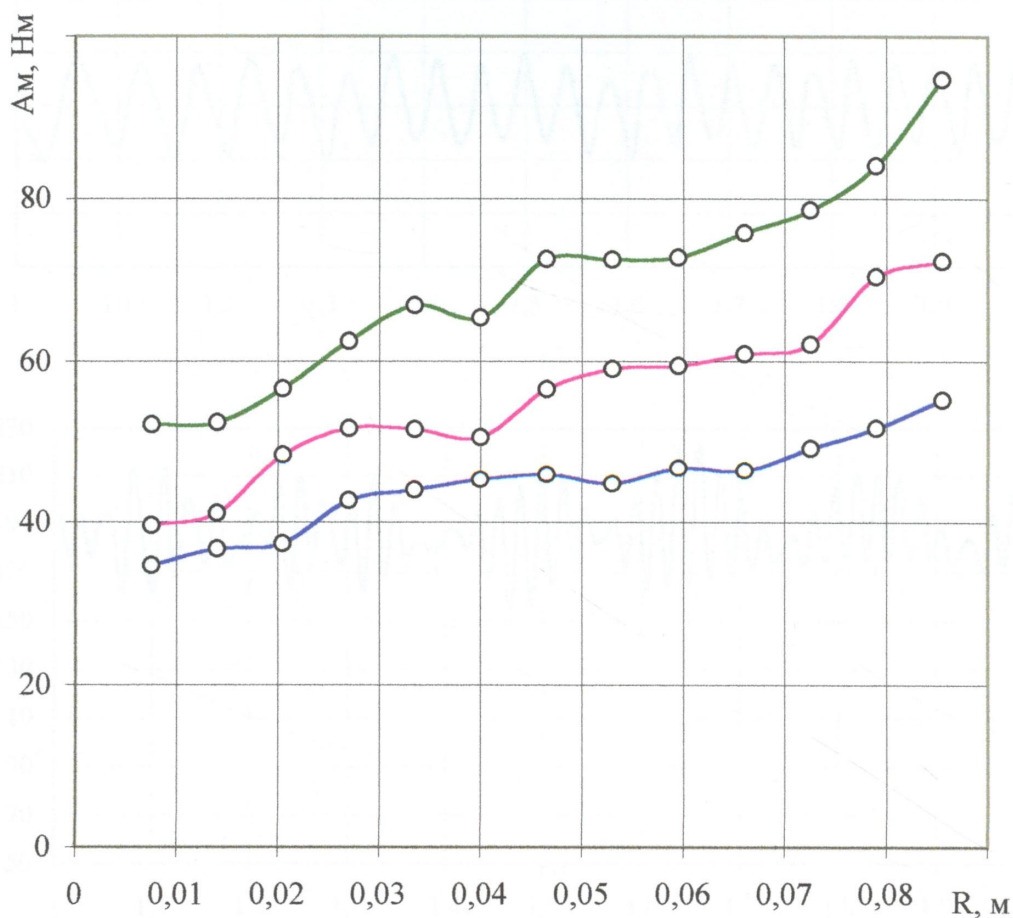


Рисунок 3.6. Розрахункова залежність розмаху  $A_m$  коливань крутного моменту на моделі долота від розміщення різця, при зміні твердості породи.  
 $P_{oc} = 3000 \text{ Н}$ ;

- пісковик слюдистий;
- мрамур "коелга";
- вапняк мiкрокристалiчний.

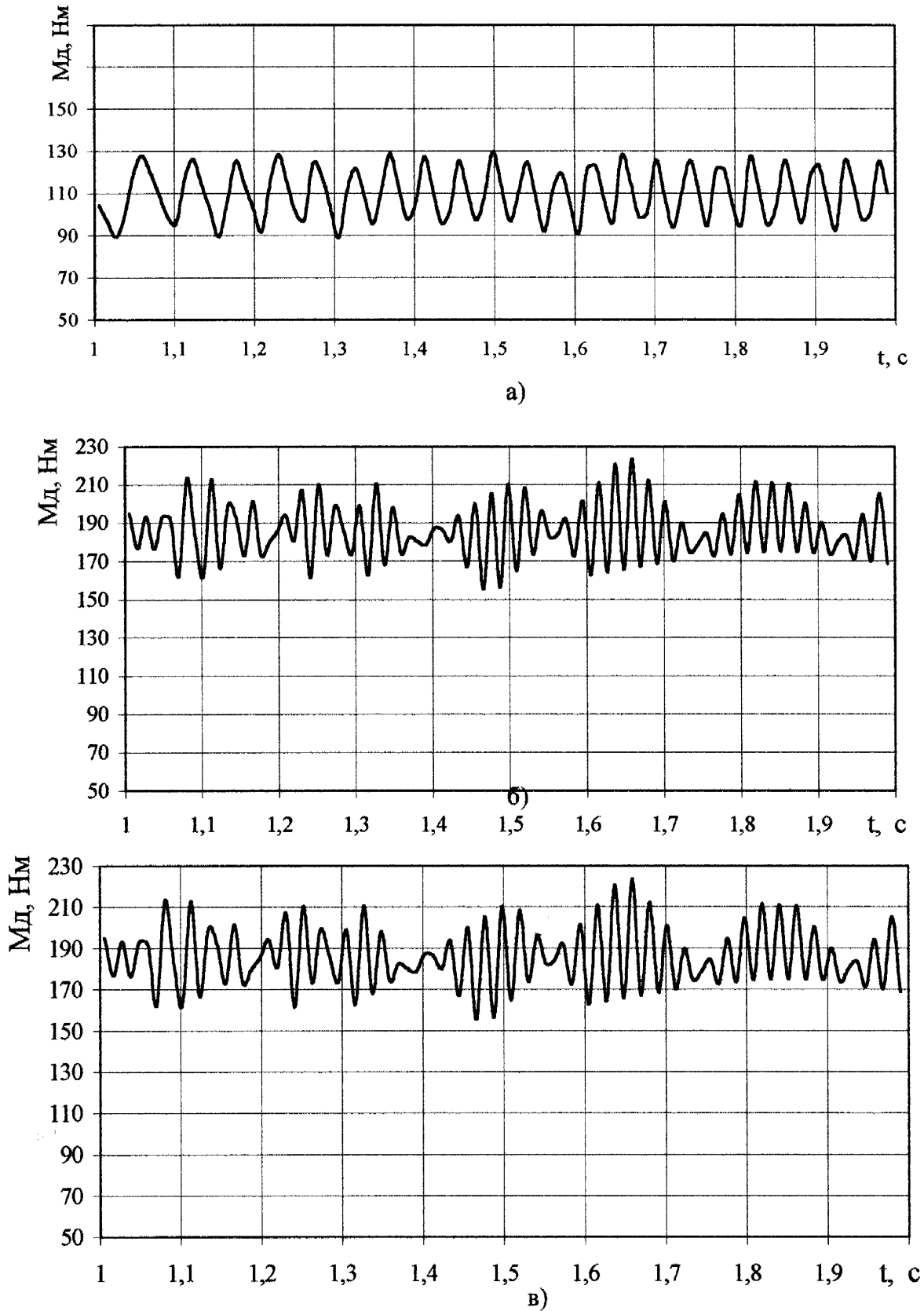
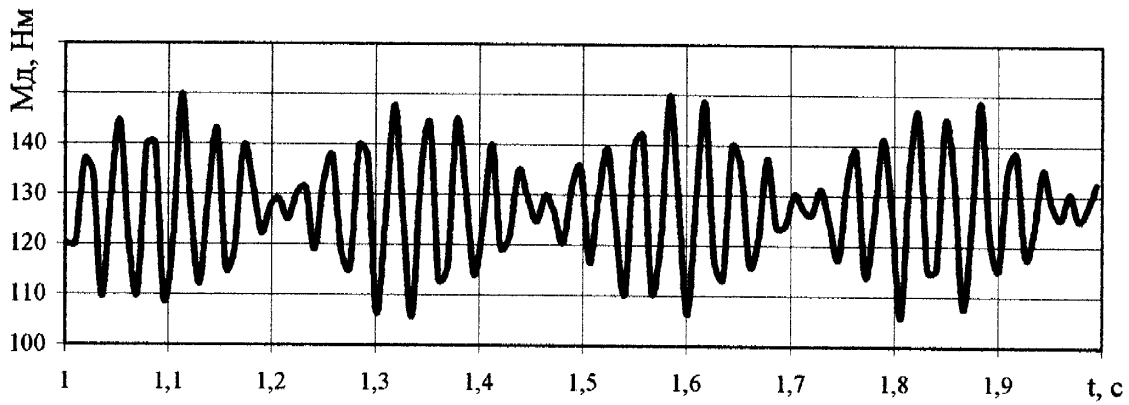
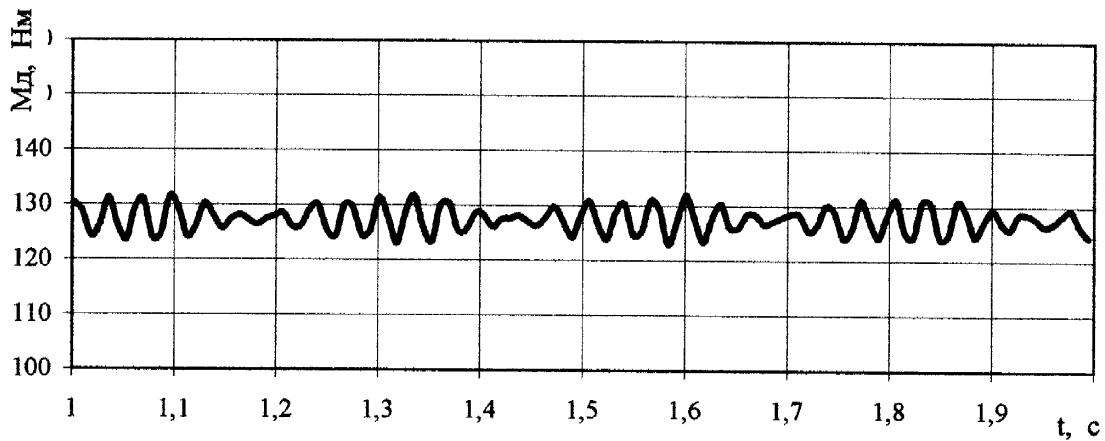


Рисунок 3.7. Розрахункові поточні значення крутного моменту  $M_{д}$  на моделі долота.  $P_{ос} = 3000$  Н, порода- мрамур “коелга”

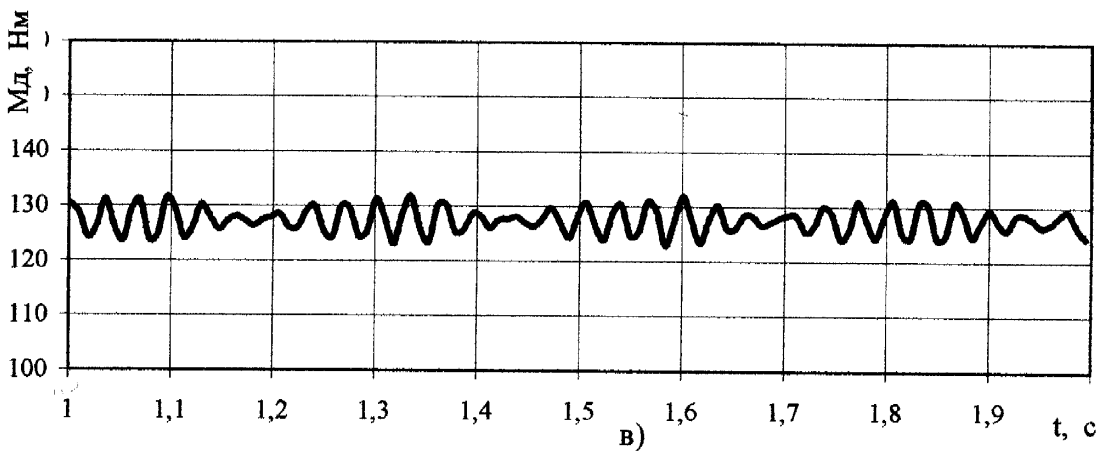
а)  $r_3 = 0,014$ м, б)  $r_3 = 0,053$ м, в)  $r_3 = 0,085$ м.



a)



б)



в)

Рисунок 3.8. Розрахункові поточні значення крутного  $M_d$  моменту на моделі долота.  $P_{oc} = 3,0$  кН,  $r_3 = 0,06$  м, порода – мармур “коелга”

а) без ВЗП; б)  $C_d = 120 \cdot 10^3$  Нм/рад; в)  $C_d = 60 \cdot 10^3$  Нм/рад.

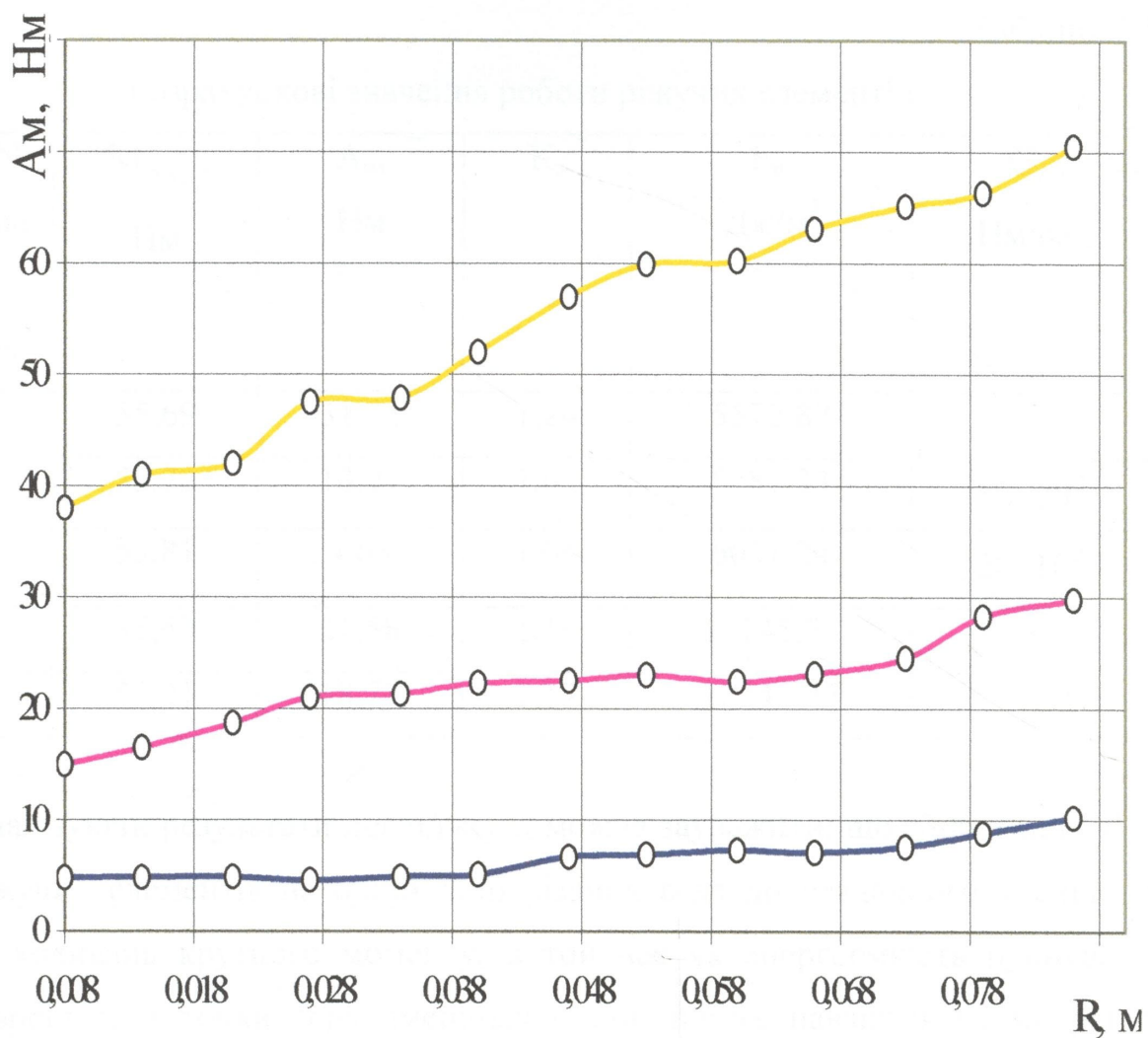


Рисунок 3.9. Розрахункова залежність розмаху  $A_M$  коливань крутного моменту на моделі долота, від розміщення різця.

$P_{oc} = 3500$  Н, порода – мармур “коелга”,

— без ВЗП;

—  $C_d = 100 \cdot 10^3$  Нм/рад;

—  $C_d = 20 \cdot 10^3$  Нм/рад.

жорсткістю  $C_{\partial} = 20 \cdot 10^3$  Нм/рад, відбувається зменшення величини розмаху коливань  $A_m$  крутного моменту на 85%, коефіцієнт  $K_d$  зменшується з 1,24 до 1,04, при цьому енергоємність руйнування зростає вього на 8%.

Таблиця 3.5

## Розрахункові значення роботи ріжучих елементів

К-сть N різців на лінії різання	$M_{д ср}$ , Нм	$A_m$ , Нм	$K_d$	$E_p$ , Дж/м <sup>3</sup>	$C_{\partial}$ , Нм/рад
1	55,69	31,18	1,24	5572,87	-
	55,72	10,03	1,09	5781,33	$80 \cdot 10^3$
	55,81	4,65	1,04	6051,24	$20 \cdot 10^3$
2	55,69	21,58	1,19	11145,75	-
3	55,21	18,77	1,17	17242,27	-

Аналізуючи результати досліджень, можна зауважити, що збільшення кількості ріжучих елементів на одній лінії різання веде до незначного зменшення розмаху коливань крутного моменту, в той час як енергоємність руйнування значно зростає. З точки зору зменшення динамічних навантажень на ріжучі елементи збільшення різців на одній лінії різання є не ефективним. Говорячи про зменшення зносу, можна сказати наступне. Як показує аналіз причин виходу доліт ріжучого типу з ладу, основною причиною є сколювання та випадання ріжучих елементів з матриці долота, що відбувається внаслідок коливання динамічних сил на ріжучих елементах, а не зносу долота. Із збільшенням глибин буріння енергоємність руйнування порід погіршується робота бурильного інструменту, обмежується використання вибійних двигунів. Одним із ефективних способів зменшення динамічних навантажень на ріжучі елементи, як показали дослідження є використання ВЗП. В кожному конкретному випадку необхідно провести оцінку впливу параметрів ВЗП на показники взаємодії долота з вибоєм.

### 3.3. Вивчення зміни динамічних параметрів руху долота ріжучого типу при заглибленні свердловини

Підвищення стійкості доліт може бути досягнуто конструкторсько-технологічним вдосконаленням, а також динамічним узгодженням взаємодії пари долото-вибій. Динамічна дія долота на вибій спричиняє, як руйнування гірської породи, так і руйнування породоруйнівних елементів долота.

На основі розробленого алгоритму наближеного рішення задачі моделювання процесу буріння вертикальної свердловини турбінним способом долотами ріжучого типу складена комп'ютерна програма на мові програмування Паскаль і отримані результати розрахунку динамічних параметрів руху системи “порода - долото ріжучого типу - турбобур - бурильна колона”.

Для вивчення впливу режиму буріння та жорсткості компоновки низу бурильної колони на зміну динамічних параметрів руху долота ріжучого типу проведений обчислювальний експеримент з компоновкою 1.

Отримані розрахункові поточні значення крутного моменту  $M_d$  на долоті ДРС 214,3 М-1 при зміні осьового навантаження  $P_{oc}$  від 30 кН до 100 кН показані на рисунках 3.10 - 3.12. Всі наведені залежності мають чітко виражений коливний характер. В режимі малого силового навантаження на долото ( $P_{oc} = 30$  кН) при бурінні пісковика (рис.3.10.а), отримана залежність  $M_d(t)$  має плавний синусоїдальний характер. Це можна пояснити тим, що заглиблення долота в породу мале, і значну роль відіграє процес перерозподілу навантаження між породоруйнівними елементами. З ростом осьового навантаження відбувається зміна характеру крутильних коливань корпусу долота. Із наведених залежностей (рис. 3.10 в, г) видно, що вони носять випадковий характер, так як їх параметри не повторюються періодично за певний проміжок часу роботи долота. Тут слід прийняти до уваги стрибкоподібний характер кривої руйнування породи  $P_i^r = f(z_i)$  ріжучими елементами, тобто можливість, як зростання так і зменшення сумарної реакції вибою, та дію сумарної реакції вибою і крутного моменту зі

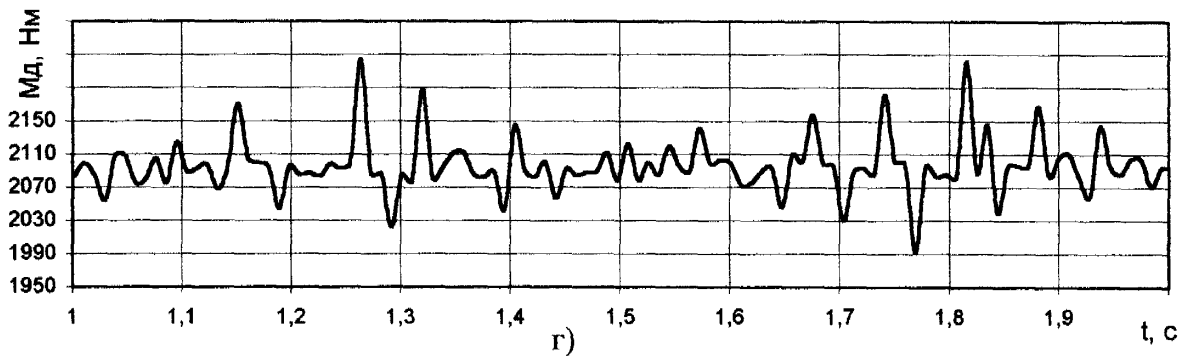
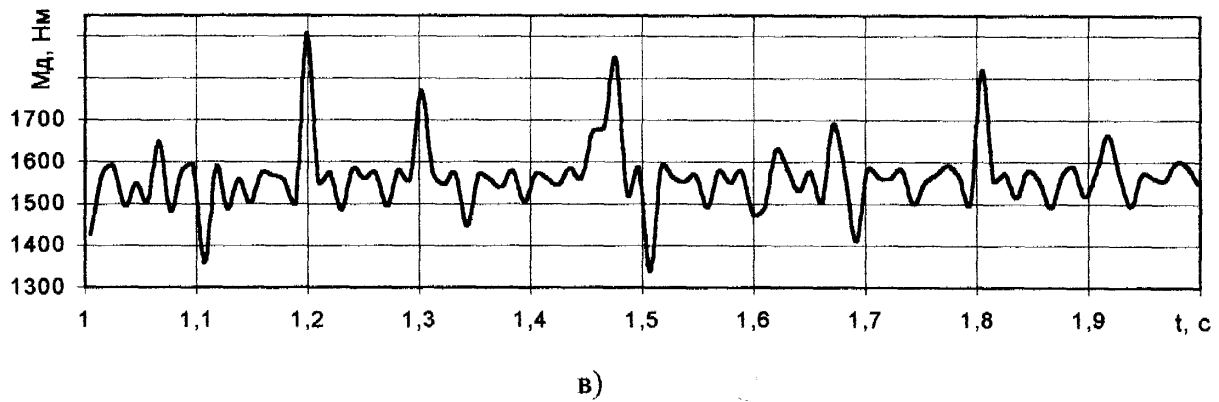
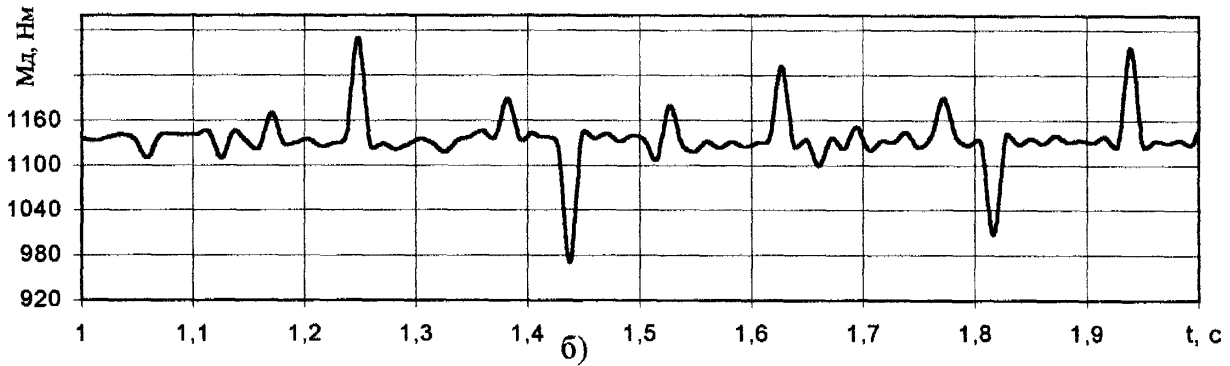
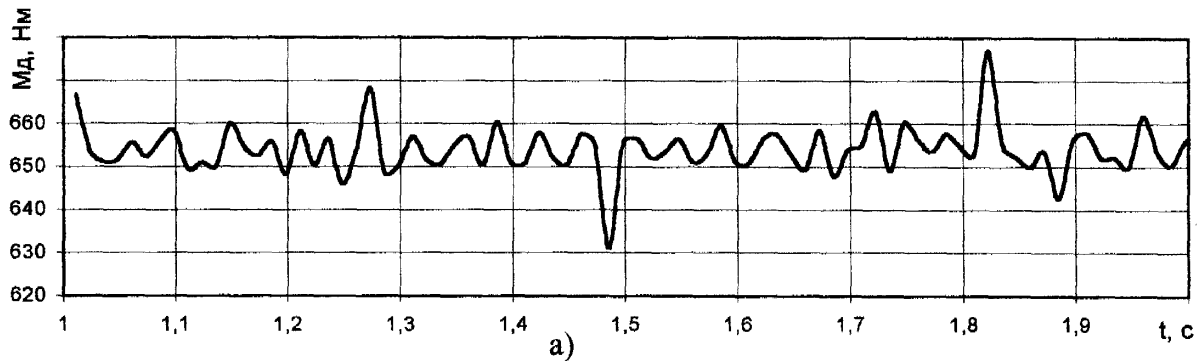


Рисунок 3.10. Розрахункові текучі значення крутного  $M_d$  моменту на долоті ДРС 214,3 – М1. Порода – пісковик.

а)  $P_{oc} = 30$  кН; б)  $P_{oc} = 50$  кН; в)  $P_{oc} = 70$  кН; г)  $P_{oc} = 100$  кН.

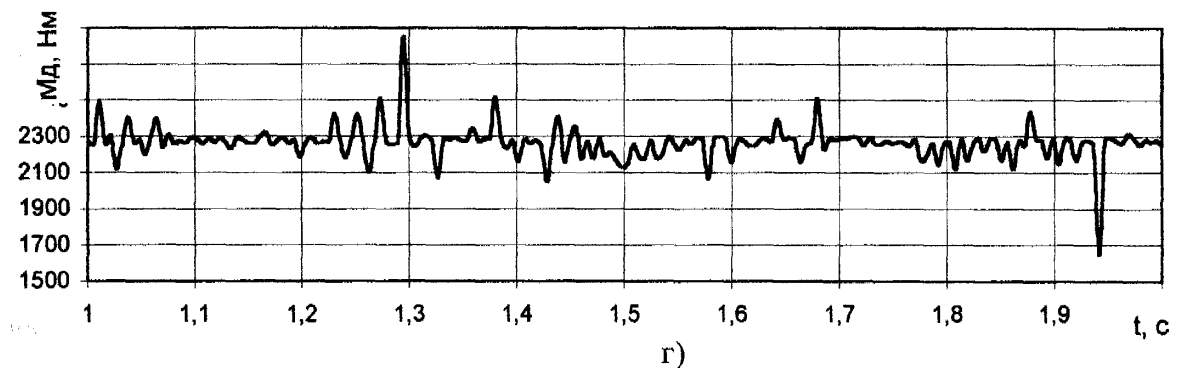
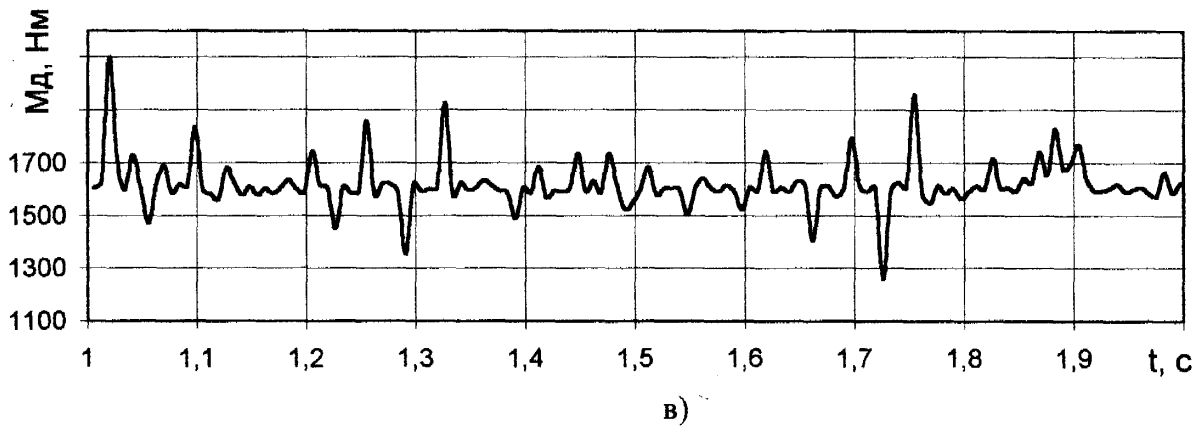
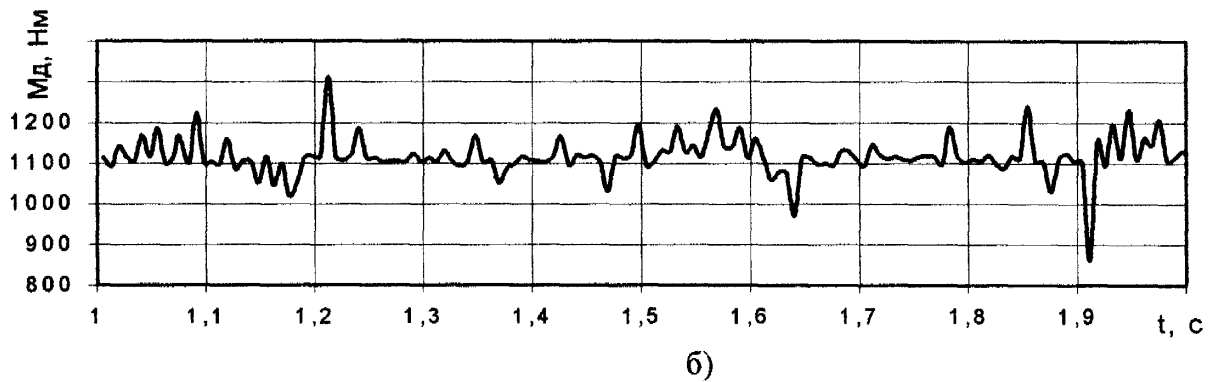
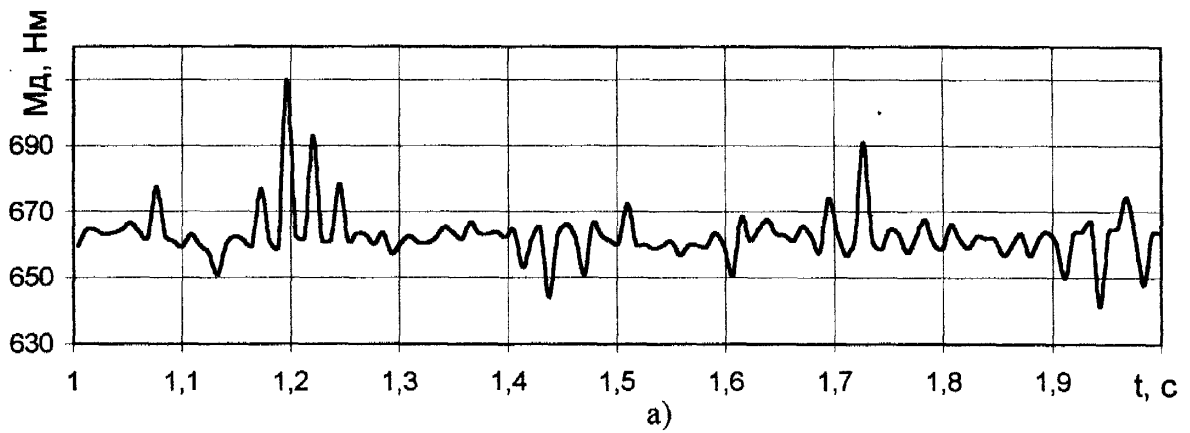
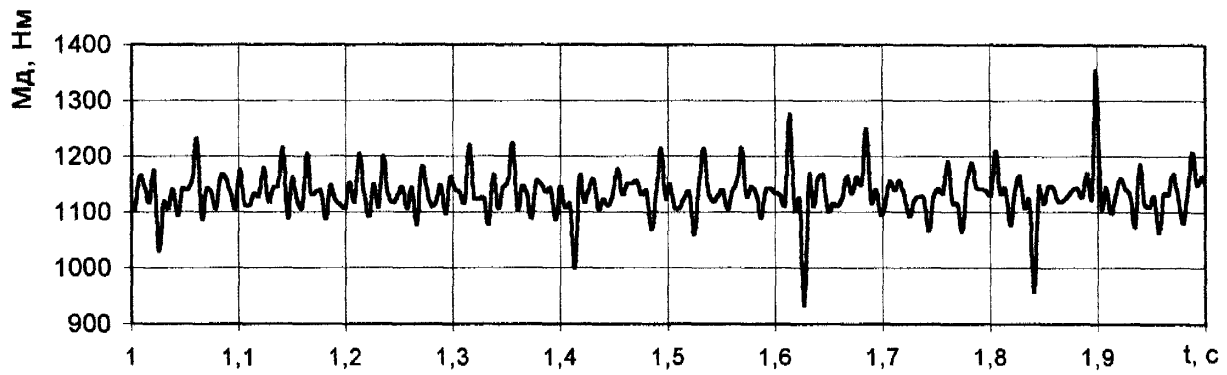


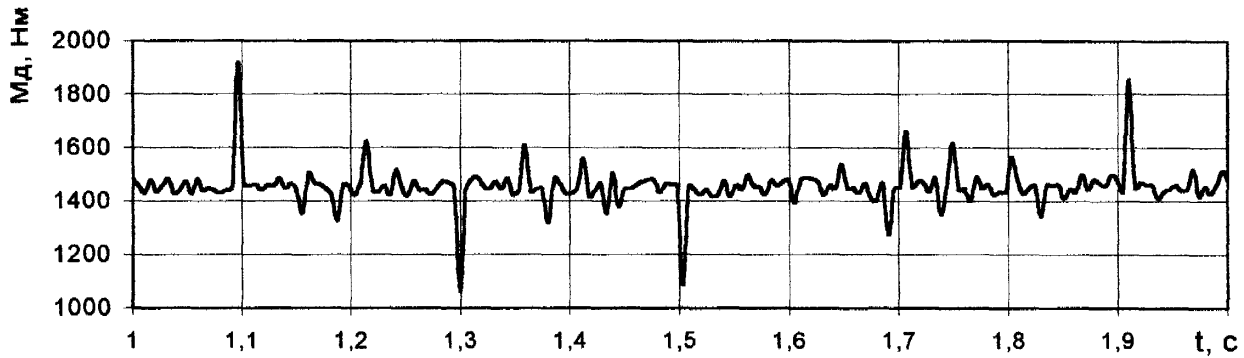
Рисунок 3.11. Розрахункові поточні значення крутного  $M_d$  моменту на долоті ДРС 214,3 – М1. Порода – мрамур.

а)  $P_{oc} = 30$  кН; б)  $P_{oc} = 50$  кН; в)  $P_{oc} = 70$  кН; г)  $P_{oc} = 100$  кН.

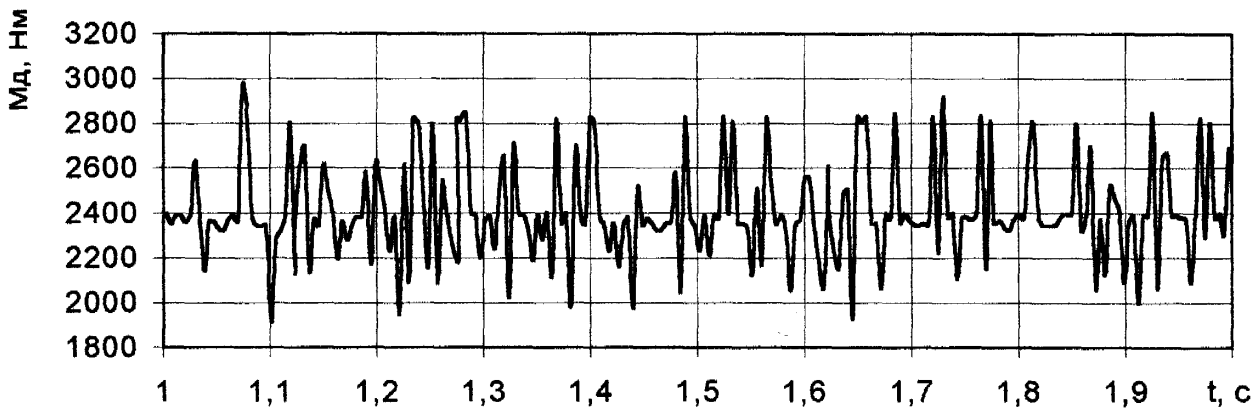




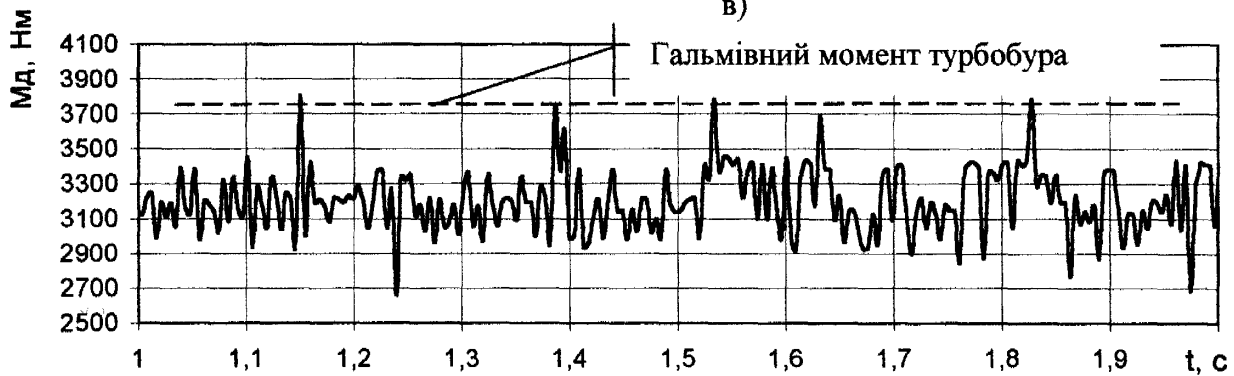
а)



б)



в)



г)

Рисунок 3.12. Розрахункові поточні значення крутного  $M_d$  моменту на долоті ДРС 214,3 – М1. Порода – вапняк.

а)  $P_{ос} = 30$  кН; б)  $P_{ос} = 50$  кН; в)  $P_{ос} = 70$  кН; г)  $P_{ос} = 100$  кН.

сторони кожного ріжучого елемента долота. Розмах і частота коливань функції  $M_d(t)$  з ростом осьового навантаження на долото зростають. Збільшення розмаху коливань можна пояснити тим, що при збільшенні осьового навантаження на долото зростає величини заглиблення різців в породу і одночасно горизонтальна складова сили різання та пружна сила деформації породи в напрямку дії ріжучих елементів. Збільшення частоти коливань функції  $M_d(t)$  з ростом осьового статичного навантаження пояснюється зміною параметрів коливання горизонтальної складової сили різання. Із збільшенням твердості породи, частота коливань пропорційно зростає, але якісна картина залежностей  $M_d(t)$  при збільшенні осьового навантаження не змінюється.

При бурінні свердловин долотами ріжучого типу з використанням вибійних двигунів, особливе значення набуває контроль за крутним моментом. На рисунку 3.12.г при осьовому навантаженні  $P_{oc} = 100$  кН максимальні динамічні значення крутного моменту на долоті досягають гальмівного моменту вибійного двигуна, що може призвести до зупинки двигуна. Одночасно збільшується реактивний момент в компоновці низу бурильної колони (КНБК), що може привести до втрати її стійкості, змінити напрямок заглиблення вибою свердловини.

Середнє значення крутного моменту на долоті  $M_{д\text{ ср}}$  із збільшенням  $P_{oc}$  зростає за залежністю близькою до лінійної (рис.3.13). При зміні твердості розбурюваної породи  $M_{д\text{ ср}}$  змінюється не значно. Так при бурінні пісковика слюдяного із збільшенням осьового навантаження від 10 кН до 100 кН середнє значення крутного моменту на долоті зростає від 0,31 кН до 2,09 кН, а при бурінні більш твердої породи, наприклад вапняка дрібнокристалічного, значення  $M_{д\text{ ср}}$  збільшується від 0,31 кН до 3,4 кН.

Аналізуючи розрахункову залежність показану на рисунку 3.14 можна сказати наступне: при бурінні пісковика та мармуру в режимі малого силового навантаженні ( $P_{oc} = 10...30$  кН) розмах коливань  $A_m$  крутного моменту майже не змінюється. При збільшенні  $P_{oc}$  від 30 кН до 100 кН, при руйнуванні мармуру,  $A_m$  зростає за залежністю близькою до лінійної в 16 раз. Очевидно, це можна пояснити збільшенням амплітуди сумарної реакції вибою, зв'язаної із

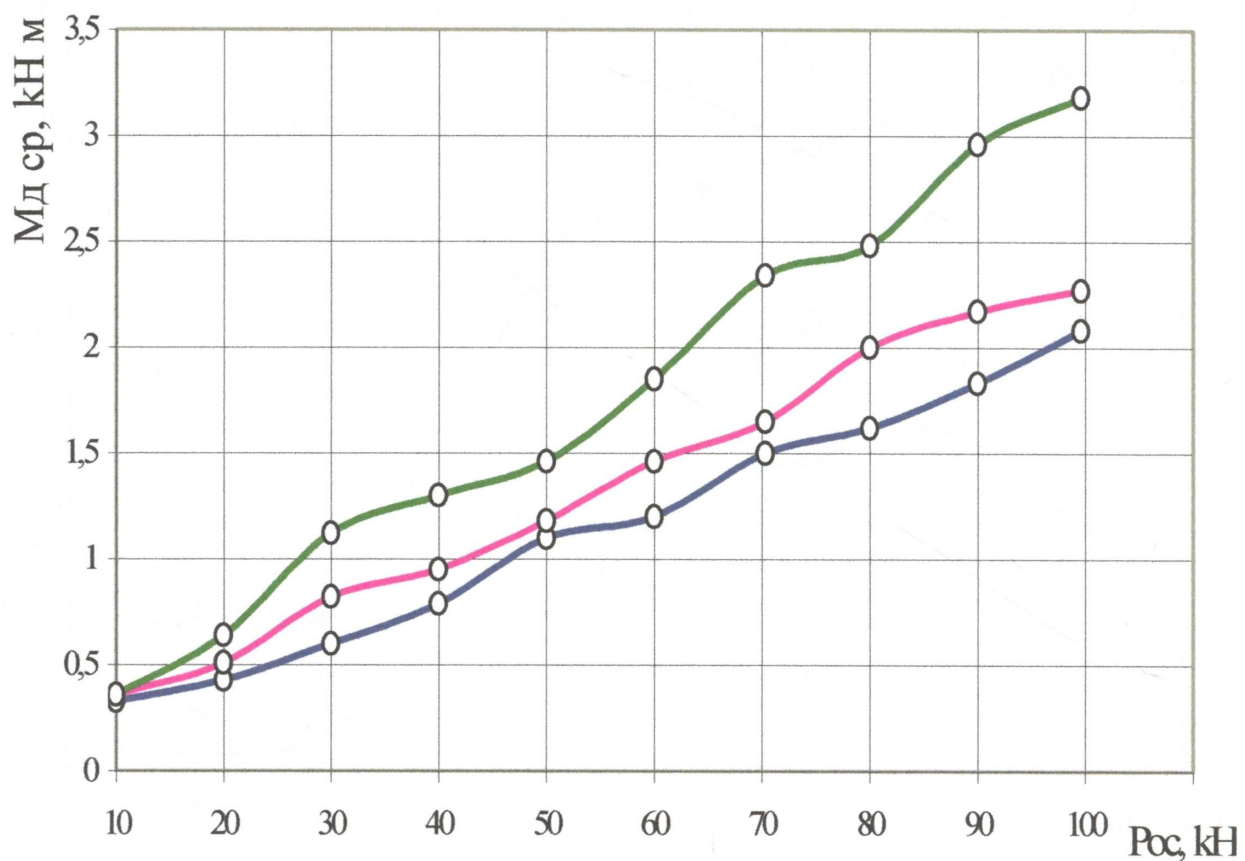


Рисунок 3.13. Розрахункова залежність середнього значення крутного моменту  $M_{д ср}$  на долоті ДРС 214,3 М-1 від осевого навантаження  $P_{ос}$  при зміні твердості породи.

- пісковик слюдистий;
- мрамур "коелга";
- вапняк мікрокристалічний.

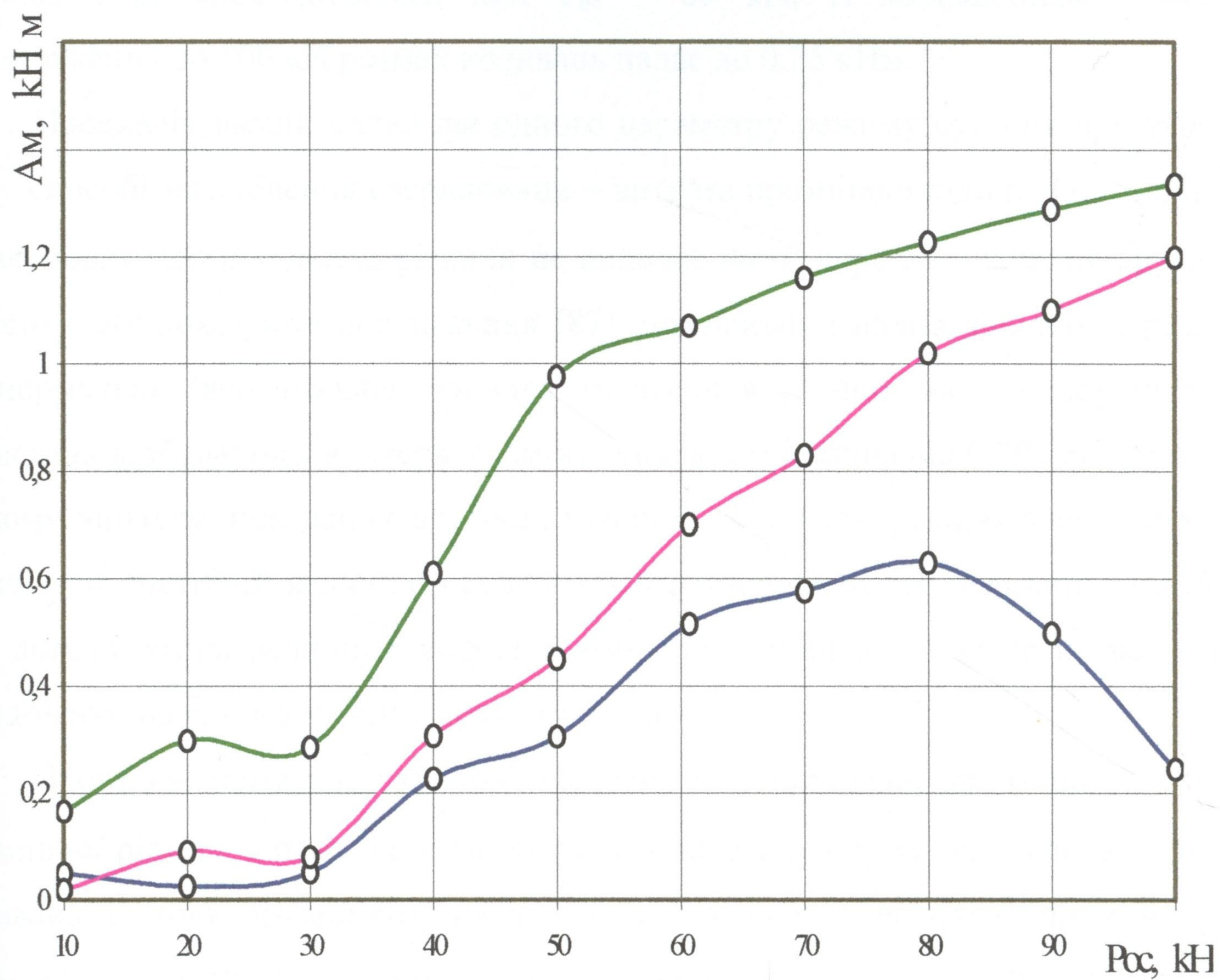


Рисунок 3.14. Розрахункова залежність розмаху  $A_M$  коливань крутного моменту на долоті ДРС214,3 М – 1 від осьового  $P_{OC}$  навантаження.

- - пісковик слюдистий;
- - мрамур “коелга”;
- - вапняк дрібнокристалічний.

збільшенням величини розмаху горизонтальної складової сили різання. При бурінні більш м'яких порід (пісковик слюдистий) максимальне значення  $A_m=0,63$  кНм спостерігається при  $P_{oc} = 80$  кН, із збільшенням осьового навантаження до 100 кН розмах коливань падає до 0,25 кНм.

Проаналізувавши вплив ще одного параметру режиму буріння при турбінному способі заглиблення свердловини – витрата промивної рідини  $Q$ , прийшли до висновку, що швидкість різання не впливає на середнє значення крутного моменту. Як показують дослідження [87], інтенсивний вплив швидкості різання на нормальне (вертикальне) зусилля та зусилля різання на породоруйнівних елементах відбувається в інтервалі зміни швидкості різання від 0,003 до 2,0 м/с. В нашому випадку, при даних режимах буріння, швидкості різання значно більші. Отже, при постійній величині осьового навантаження, тобто величині заглиблення долота, зміна величини витрат промивної рідини не впливає на величину середнього значення крутного моменту на долоті.

Проведені нами розрахункові експерименти показали, що зміна витрат  $Q$  промивної рідини, а отже частоти обертання вала турбобура, впливає на розмах коливань  $A_m$  крутного моменту на долоті. Із збільшенням витрат  $Q$  промивної рідини від 30 до 40 л/с в режимі малого силового навантаження ( $P_{oc} = 10...30$  кН) розмах коливань крутного моменту зменшується в середньому на 10-15% (рис.3.15), з ростом  $P_{oc}$  від 30 до 100 кН на 25-30 %. Із збільшенням витрат промивної рідини, а отже і частоти обертання долота, загальна якісна картина залежності  $A_m = f(P_{oc})$  не змінюється.

Включення в компоновку низу бурильної колони наддолотного ВЗП від крутильних коливань приводить до суттєвого зменшення динамічних складових крутного моменту діючого на долоті. На рисунках 3.16 - 3.18 приведено розрахункові поточні значення крутного моменту на долоті при зміні жорсткості ВЗП для трьох різних порід. Із наведених залежностей випливає, що встановлення в компоновку ВЗП та зміна його жорсткості не впливає на середнє значення крутного моменту. Частота коливань функції  $M_d(t)$  при зміні жорсткості  $C_\partial$  наддолотного ВЗП від  $C_\partial = 30 \cdot 10^3$  Нм/рад до  $C_\partial = 120 \cdot 10^3$  Нм/рад практично не

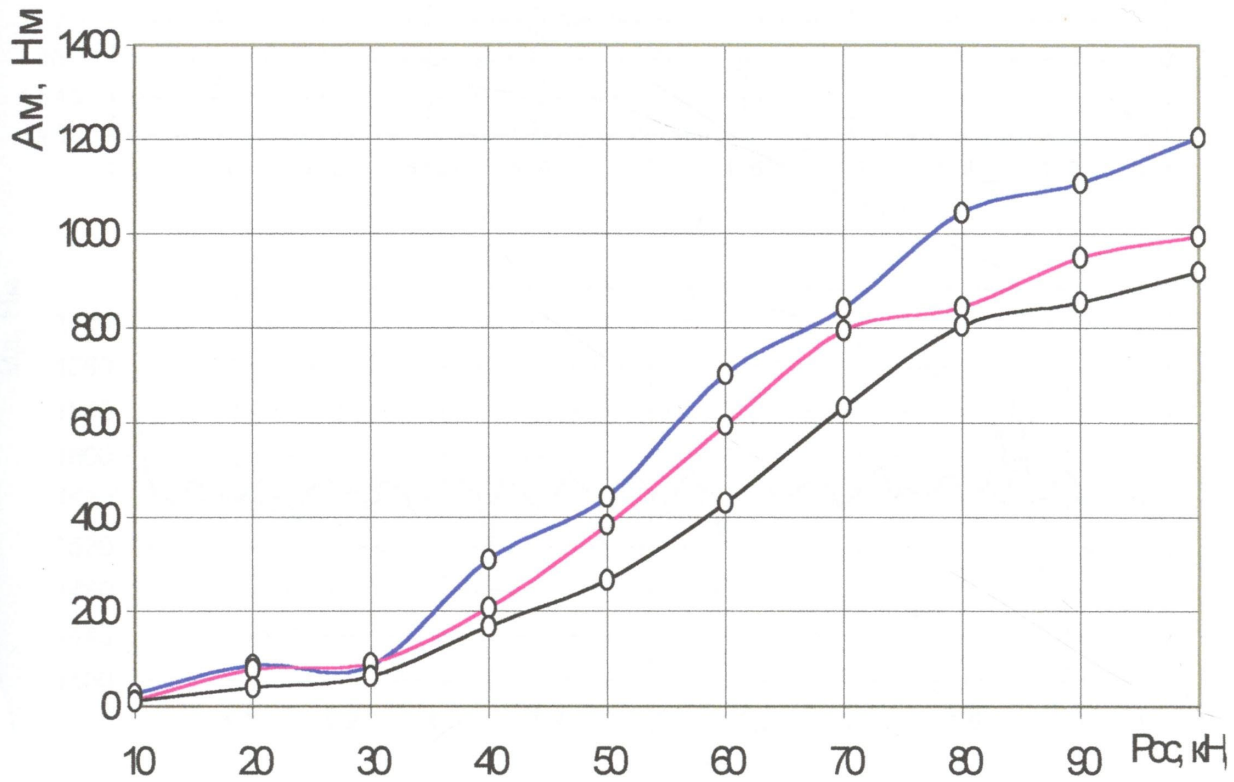
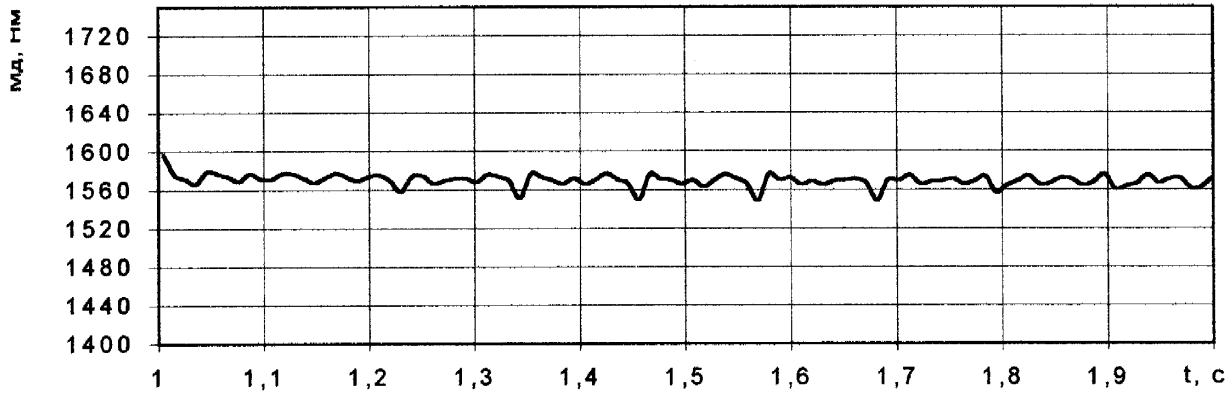


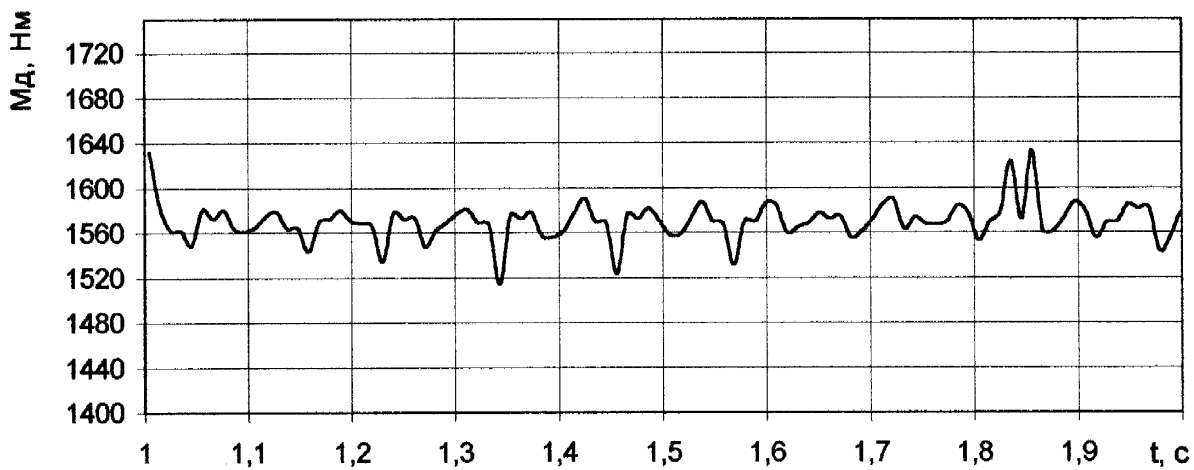
Рисунок 3.15. Розрахункові залежності розмаху коливань  $A_m$  крутного моменту від осьового навантаження  $P_{oc}$  при зміні витрат  $Q$  промивної рідини.

Компоновка 1, порода – мармур.

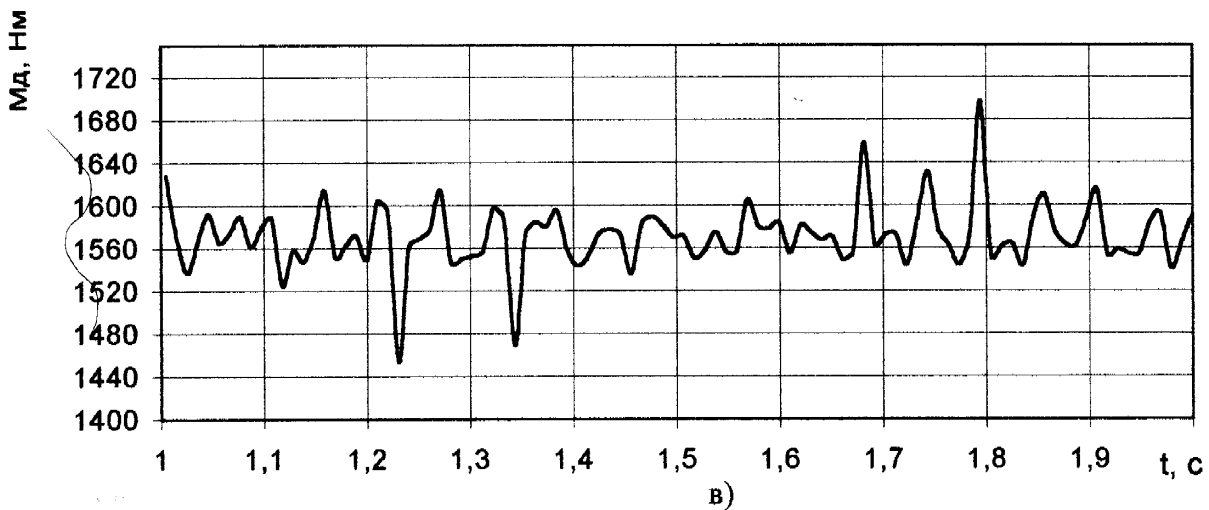
- -  $Q=30$  л/с;
- -  $Q=35$  л/с;
- -  $Q=40$  л/с.



а)



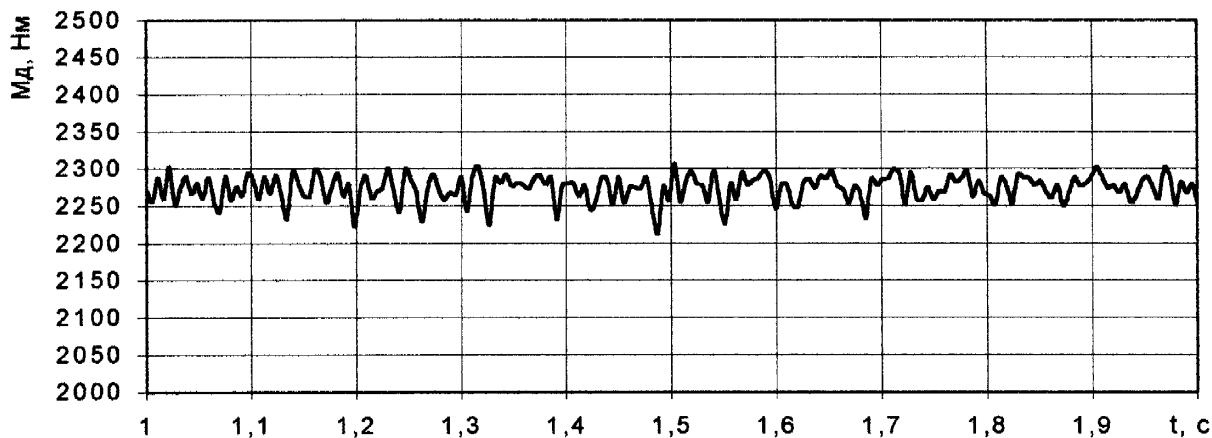
б)



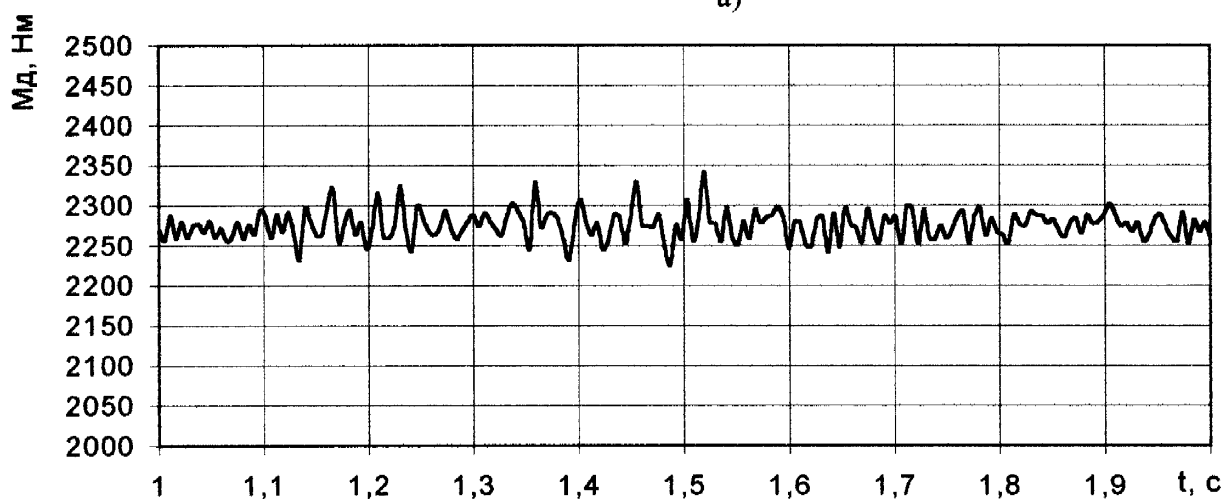
в)

Рисунок 3.16. Розрахункові текучі значення крутного моменту  $M_d$  на долоті ДРС 214,3 М-1 при зміні жорсткості ВЗП. Порода – пісковик.  $P_{oc} = 70$  кН.

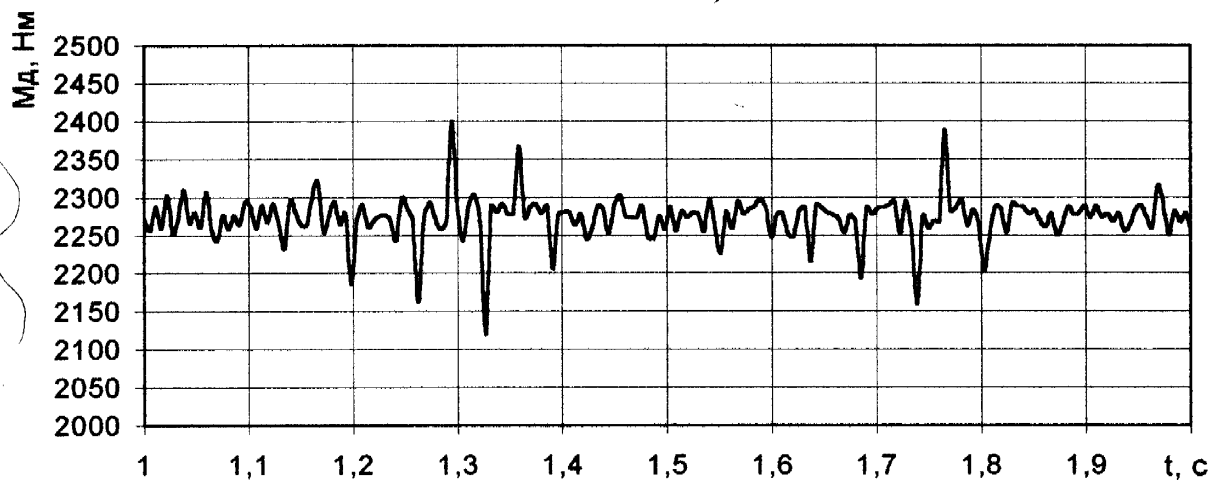
а)  $C_\phi = 30 \cdot 10^3$  Нм/рад; б)  $C_\phi = 60 \cdot 10^3$  Нм/рад; в)  $C_\phi = 120 \cdot 10^3$  Нм/рад.



а)



б)



в)

Рисунок 3.17. Розрахункові поточні значення крутного моменту  $M_d$  на долоті ДРС 214,3 М-1 при зміні жорсткості ВЗП.

Порода – мрамур.  $P_{\infty} = 100$  кН.

а)  $C_{\theta} = 30 \cdot 10^3$  Нм/рад; б)  $C_{\theta} = 60 \cdot 10^3$  Нм/рад; в)  $C_{\theta} = 120 \cdot 10^3$  Нм/рад.



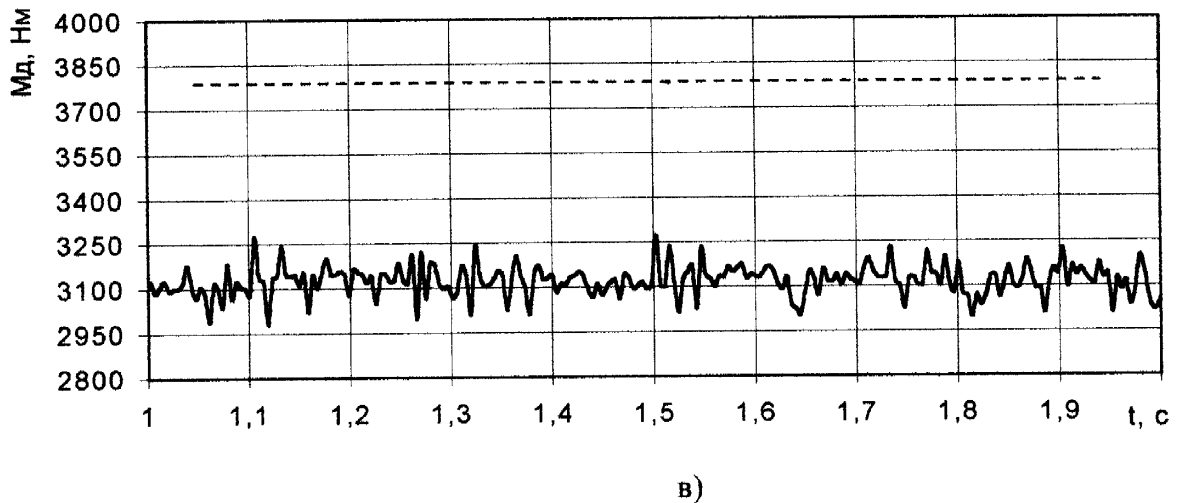
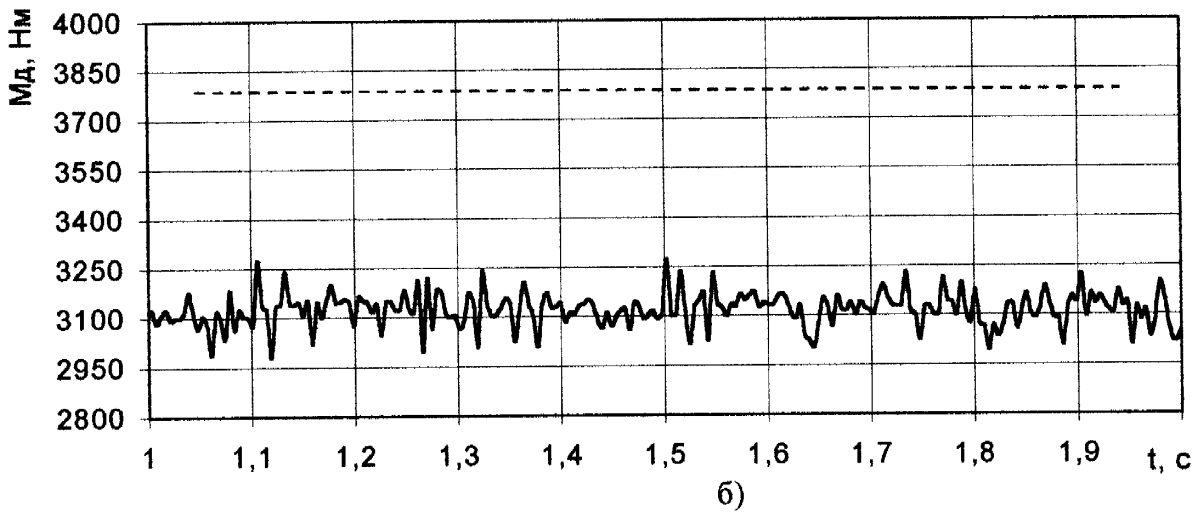
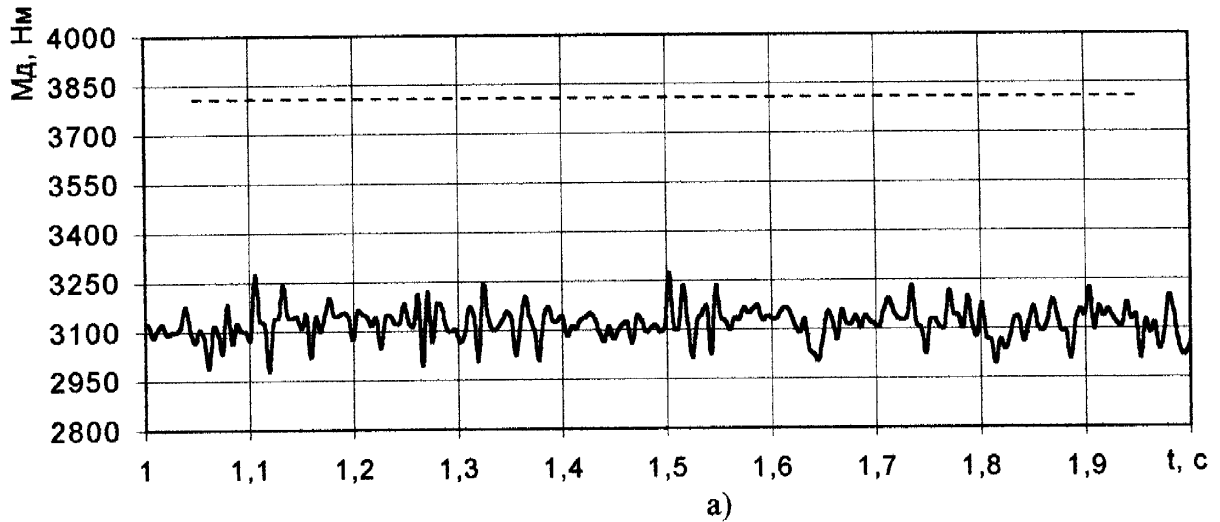


Рисунок 3.18. Розрахункові поточні значення крутного моменту  $M_d$  на долоті ДРС 214,3 М-1 при зміні жорсткості ВЗП.

Порода – вапняк.  $P_{oc} = 100$  кН.

а)  $C_\theta = 30 \cdot 10^3$  Нм/рад; б)  $C_\theta = 60 \cdot 10^3$  Нм/рад; в)  $C_\theta = 120 \cdot 10^3$  Нм/рад.

змінюється і співпадає з частотою коливань при жорсткій компоновці низу бурильної колони і однаковому режимі буріння. Встановлення ВЗП в КНБК при турбінному способі буріння долотами ріжучого типу приводить до зменшення максимального динамічного крутного моменту на долоті (рис.3.18), що дозволить працювати при оптимальних режимних параметрах та підтримувати високу ефективність буріння.

На рисунках 3.19 – 3.21 наведено розрахункові залежності коефіцієнту динамічності  $K_d$  крутного моменту від осьового навантаження  $P_{oc}$  на долото, при бурінні без ВЗП та з використанням наддолотних амортизаторів крутильних коливань різної жорсткості  $C_\theta$ . При бурінні пісковика (рис.3.19) компоновкою без ВЗП з ростом осьового навантаження від 30 кН до 120 кН спостерігається плавний ріст значення  $K_d$  до величини 1,21 при  $P_{oc}=70$  кН, та спадом коефіцієнту динамічності до 1,06 при  $P_{oc}=100$  кН. Це можна пояснити зменшенням величини розмаху горизонтальної складової сили різання при збільшенні заглиблення різців та перерозподілом навантажень на ріжучих елементах долота, враховуючи форму кривої  $P_i^f(I_i)$  для м'яких порід. При бурінні більш твердих порід, мармуру та вапняка (рис.3.20, 3.21), спостерігається нерівномірний ріст коефіцієнту динамічності  $K_d$  з ростом  $P_{oc}$ . Максимальне значення  $K_d=1.32$  досягається під час буріння вапняка при осьовому навантаженні 50 кН. При встановленні ВЗП відбувається зменшення коефіцієнту динамічності в 1.25 - 1.27 раз в порівнянні із жорсткою компоновкою бурильної колони і однаковим режимом буріння.

Із збільшенням крутильної жорсткості ВЗП від  $20 \cdot 10^3$  Нм/рад до  $200 \cdot 10^3$  Нм/рад коефіцієнт динамічності зростає за залежністю близькою до лінійної в діапазоні 1.02-1.18 (рис. 3.22). Згідно рис.3.16-3.18, діапазон розмаху величини крутного моменту практично не змінюється і тому величина максимального динамічного крутного моменту пропорційна тільки жорсткості ВЗП.

Для вивчення впливу конструктивних параметрів долота ріжучого типу на зміну його динамічних параметрів руху проведений обчислювальний експеримент з компоновкою 2. Для проведення експерименту використовувалося

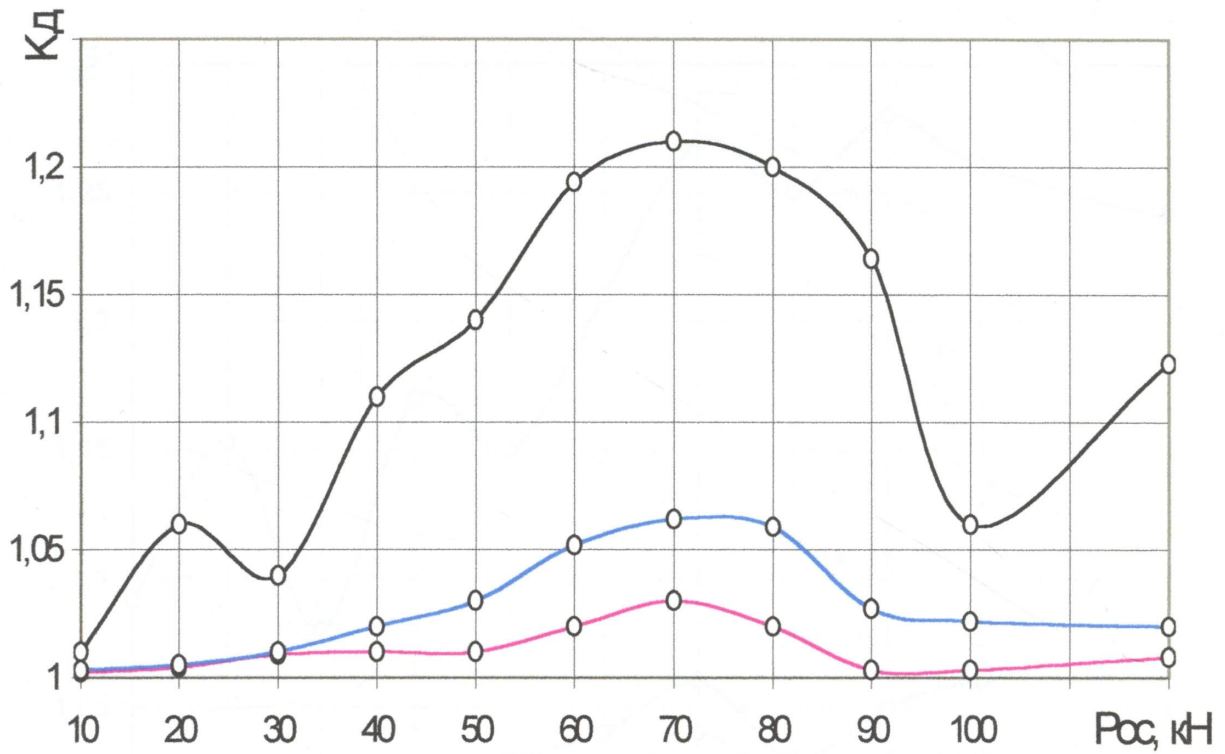


Рисунок 3.19. Розрахункова залежність коефіцієнту динамічності  $K_d$  по крутному моменту від осьового навантаження  $P_{oc}$  при зміні жорсткості ВЗП. Порода – пісковик.

- - без ВЗП;
- -  $c_\theta = 60 \cdot 10^3$  Нм/рад;
- -  $c_\theta = 120 \cdot 10^3$  Нм/рад.

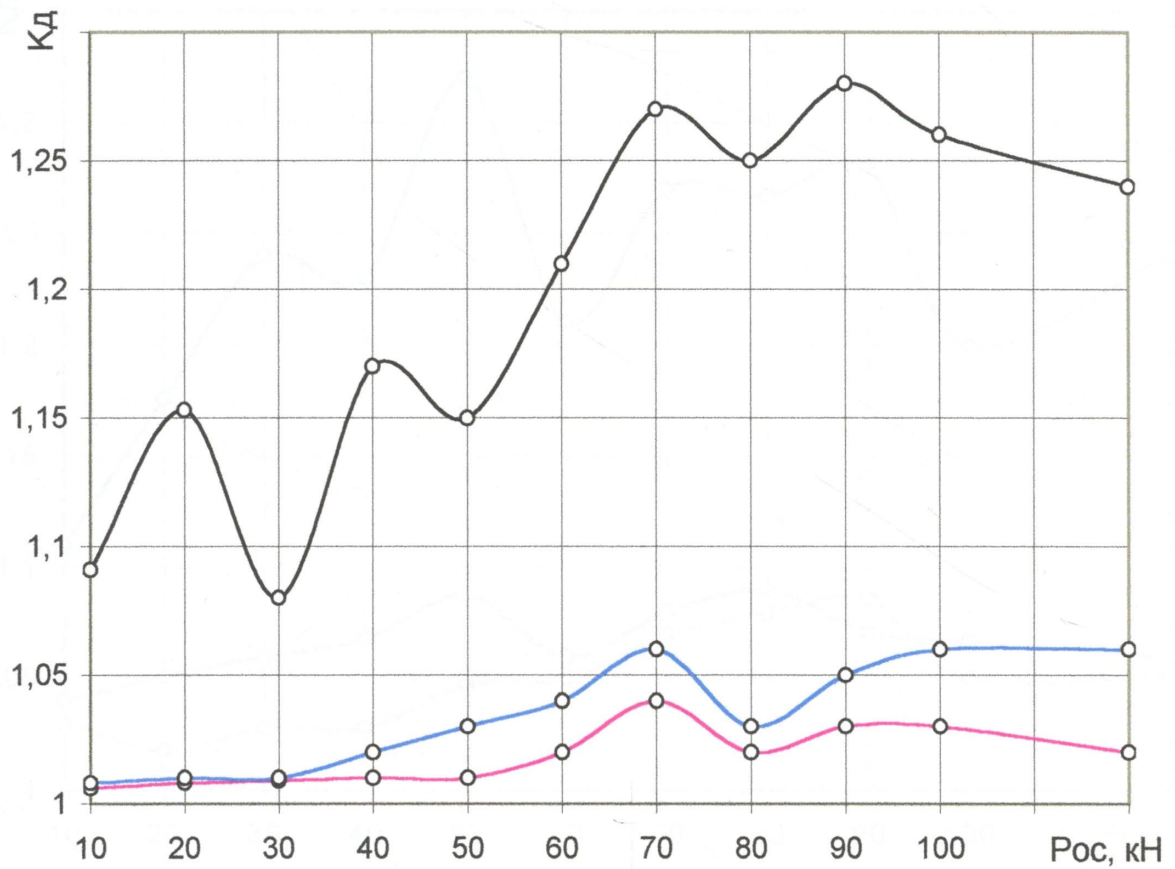


Рисунок 3.20. Розрахункова залежність коефіцієнту динамічності  $K_d$  по крутному моменту від осевого навантаження  $P_{oc}$  при зміні жорсткості ВЗП. Порода – мрамур.

- - без ВЗП;
- -  $c_D = 60 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$ ;
- -  $c_D = 120 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$ .

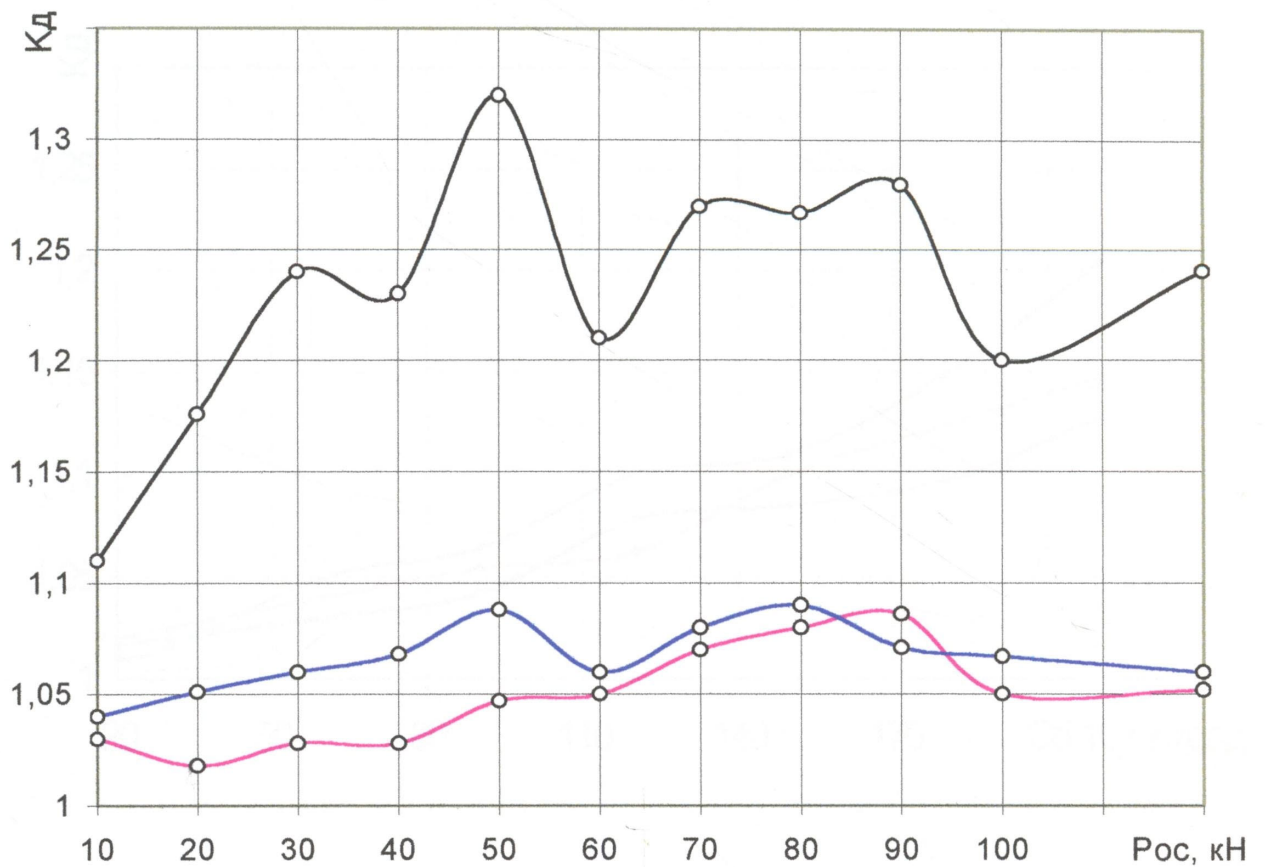


Рисунок 3.21. Розрахункова залежність коефіцієнту динамічності  $K_D$  по крутному моменту від осьового  $P_{oc}$  навантаження при зміні жорсткості ВЗП. Порода – вапняк.

- - без ВЗП;
- -  $c_{\partial} = 60 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$ ;
- -  $c_{\partial} = 120 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$ .

то різномірному ДПР 146 плоскої форми профілю, яке передбачає встановлення на 17 діляток, різальна кромка яких змочена твердостітаними матеріалами (шпатель марки Т-34 за ГОСТ 880-75,  $\varnothing$  10мм, товщина 8мм).

За результатами проведення експериментів побудовано графік залежності коефіцієнта динамічності від крутної жорсткості ВЗП (рис. 3.22).

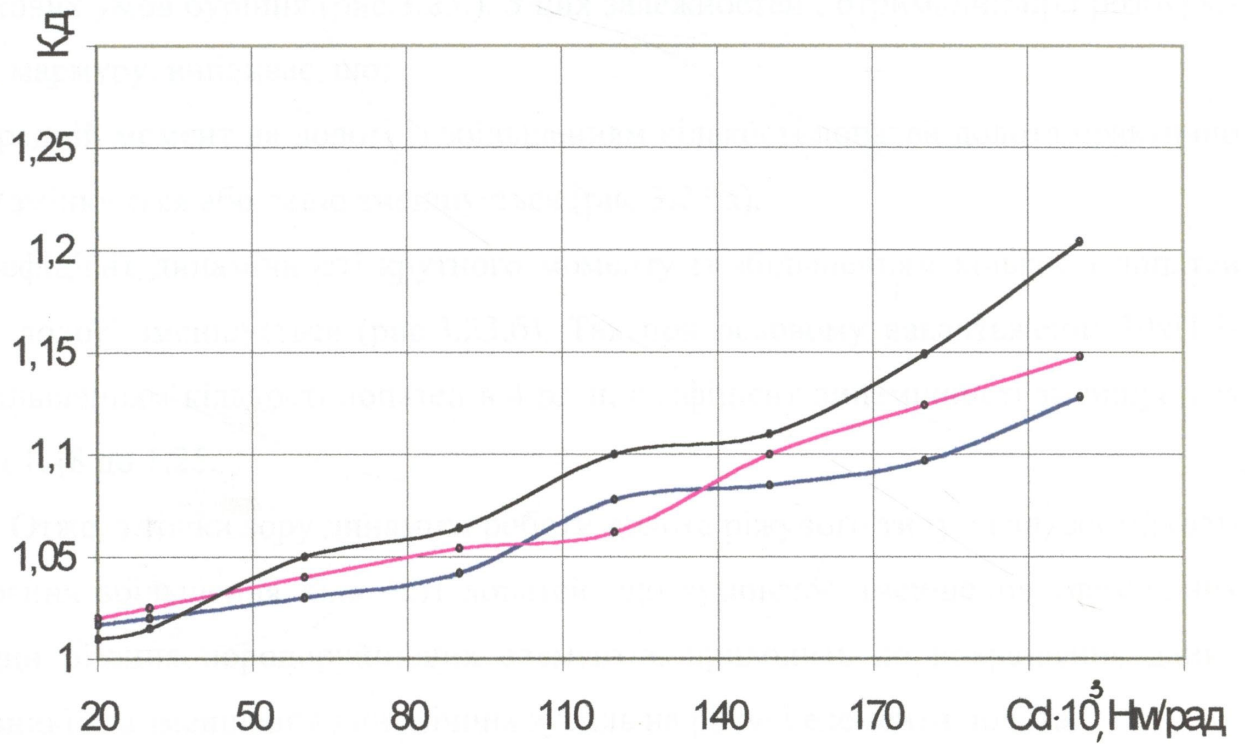


Рисунок 3.22. Розрахункова залежність коефіцієнту динамічності  $K_d$  крутного моменту на долоті ДРС 214,3 М-1 від крутної жорсткості ВЗП.

Компоновка 1,  $P_{oc} = 70 \text{ кН}$ .

- - пісковик;
- - мармур;
- - вапняк.

долото ріжучого типу ДЛР-146 плоскої форми профілю, яке передбачає встановлення від 3 до 12 лопатей, різальна кромка яких армована твердосплавними циліндричними різцями (форма Г54 за ГОСТ 880-75,  $\varnothing$  10x8, сплав ВК8).

За результатами проведених експериментів побудовано графічні залежності динамічних параметрів роботи долота при зміні кількості лопатей  $m$  та однакових умов буріння (рис.3.23.). З цих залежностей, отриманих при розбурюванні мармуру, випливає, що:

- середній момент на долоті із збільшенням кількості лопатей долота практично не змінюється або дещо зменшується (рис.3.23.а);
- коефіцієнт динамічності крутного моменту із збільшенням кількості лопатей на долоті зменшується (рис.3.23.б). Так при осьовому навантаженні 30кН із збільшенням кількості лопатей в 4 рази, коефіцієнт динамічності зменшується від 1,48 до 1,25.

Отже, з точки зору динаміки роботи долота ріжучого типу та зносостійкості озброєння збільшення кількості лопатей, що зумовлює зменшення ефективних площин різання породоруйнівних елементів, приводить до покращення даних показників та зменшення динамічних зусиль на ріжучі елементи долота.

Для визначення впливу кількості різців на одній лінії різання нами проведено вчислювальний експеримент з компоновкою 2. На долото ДЛР-146 плоскої форми з трьома лопатями, послідовно встановлювалися однакові за конструктивним виконанням лопаті, тобто на одній лінії різання встановлювалося від одного до трьох ріжучих елементів. При розбурюванні мармуру з осьовим навантаженням 20 кН, отримані результати експерименту наведені в таблиці 3.6.

Із збільшенням кількості ріжучих елементів на одній лінії різання від одного до трьох приводить до зменшення коефіцієнту динамічності всього на 25%. Включення в компоновку ВЗП крутильних коливань при встановленні одного різця на лінії різання і однакових умовах буріння, зменшує коефіцієнт динамічності  $K_d$  на 67%. Це підтверджує, що використання ВЗП при бурінні свердловин долотами ріжучого типу, значно покращує динаміку взаємодії ріжучого

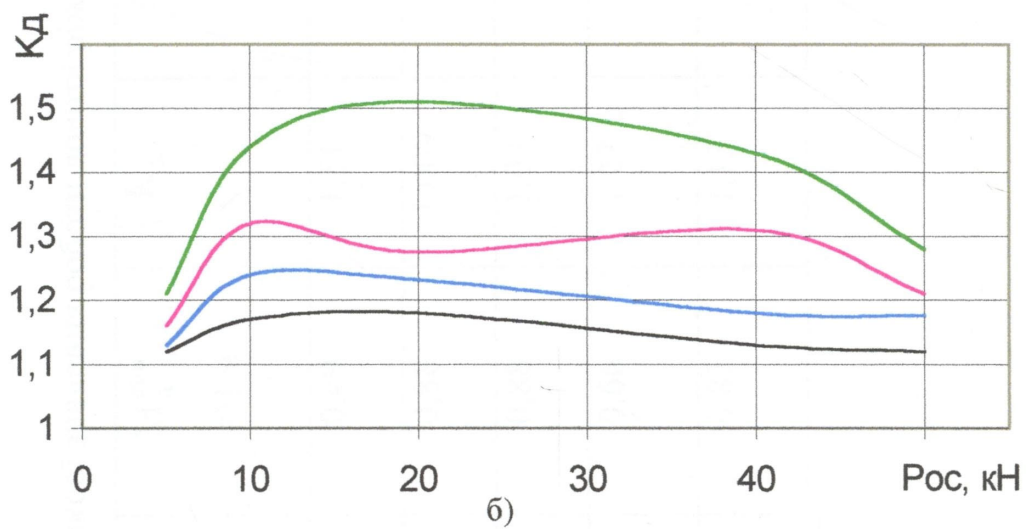
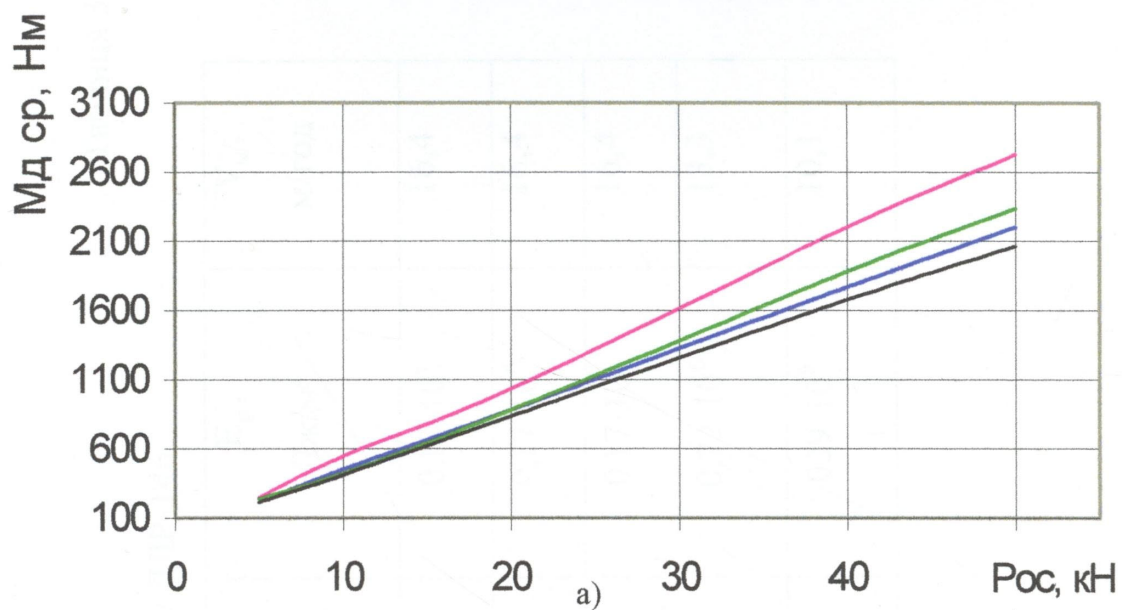


Рисунок 3.23. Розрахункові залежності середнього значення крутного моменту  $M_{д ср}$  (а) та коефіцієнту динамічності  $K_{д}$  (б) за складовою крутного моменту від осьового навантаження  $P_{ос}$  при зміні кількості лопатей долота ДЛР – 146.

Порода – мрамур.

- - 3 лопаті;
- - 6 лопатей;
- - 9 лопатей;
- - 12 лопатей.



Таблиця 3.6

Розрахункові значення роботи долота ріжучого типу ДЛР-146.

Кількість різців на лінії різання (різців на долоті)	$M_{д}^{max}$ , кН·м	$M_{д}^{min}$ , кН·м	$K_{д}$	$C_{a}$ , Н·м/рад	$E_{p}$ , Дж/м <sup>3</sup>	$V_{м}$ , м/год
1 (19)	1,32	0,49	1,51	-	$0,17 \cdot 10^6$	16,4
	0,88	0,88	1,009	$60 \cdot 10^3$	$0,17 \cdot 10^6$	16,4
	0,9	0,88	1,03	$120 \cdot 10^3$	$0,17 \cdot 10^6$	16,4
2 (38)	1,15	0,66	1,27	-	$0,22 \cdot 10^6$	13,3
3 (57)	1,03	0,81	1,13	-	$0,29 \cdot 10^6$	10,1

інструменту з вибоєм та зменшує динамічні навантаження на ріжучих елементах долота.

В промислових умовах досить складно вимірювати динамічні параметри бурової системи, встановлювати залежності показників ефективності процесу буріння від параметрів компоновки бурильної колони та конструктивних параметрів долота при різних режимах буріння і від інших факторів. Тому для якісної перевірки отриманих розрахункових залежностей проводиться порівняння їх із стендовими даними [63]. На рисунку 3.24 показані розрахункова та експериментальна залежності коефіцієнта динамічності  $K_d$  крутного моменту від кількості  $m$  лопатей долота ДЛР-146 плоского профілю, при розбурюванні мармуру. Розбіжність становить 7-9 %, що свідчить про задовільну кількісну східність результатів.

Таким чином, порівнюючи отримані розрахункові залежності з експериментальними даними отриманими при дослідженні коливань бурової механічної системи в процесі буріння, дасть змогу встановити коректуючі коефіцієнти, що сприятиме не тільки якісній але і кількісній характеристиці процесу руйнування вибою. Це дає основу припускати, що запропонована модель процесу буріння добре відтворює фізичні явища, що відбуваються при взаємодії долота ріжучого типу з вибоєм.

#### 3.4. Аналіз залежностей зміни прогностичних показників ефективності процесу буріння

Розроблена аналітична модель роботи бурильного інструменту при бурінні вертикальної свердловини долотами ріжучого типу турбінним способом дозволяє визначати такі ефективні параметри процесу буріння, як механічна швидкість  $V_m$  та енергоємність  $E_p$  заглиблення свердловини. При аналізі залежностей зміни

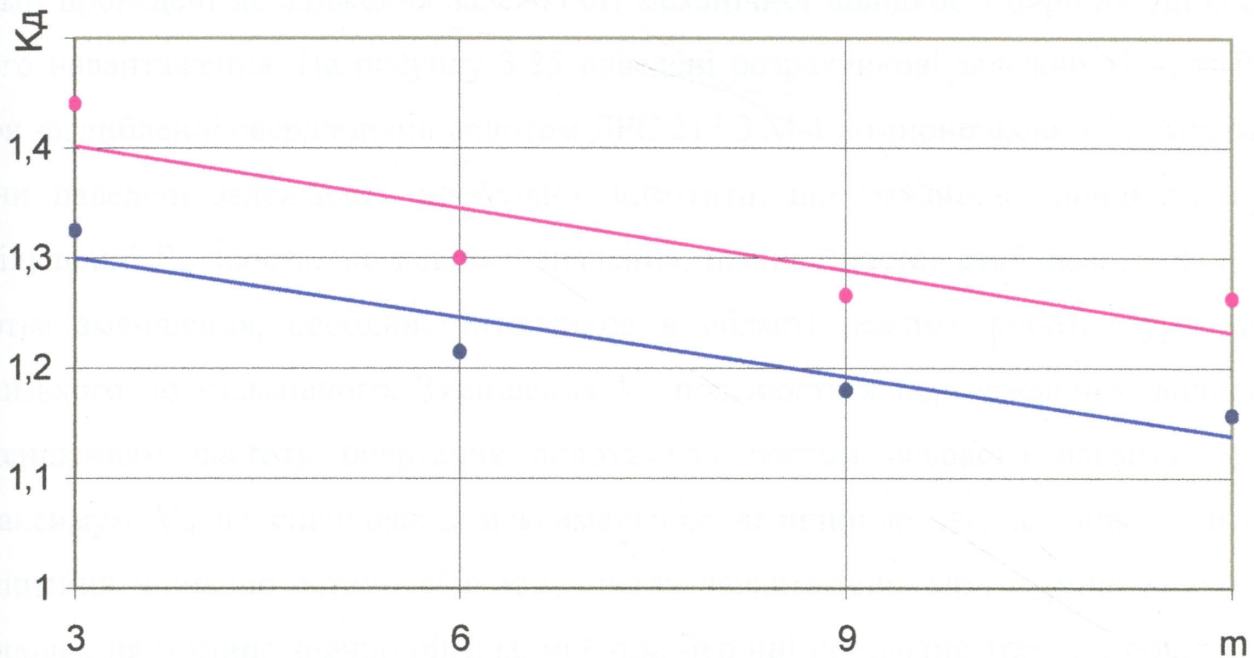


Рисунок 3.24. Залежності коефіцієнта динамічності  $K_d$  крутного моменту від кількості  $m$  лопатей долота ДЛР – 146.

Профіль долота – плоский.  $P_{oc} = 14,7$  кН. Порода – мармур.

- розрахункова залежність;
- експериментальна залежність.

прогнозних показників ефективності процесу буріння основна увага зверталася не так на кількісну сторону задачі, уточнення якої справа майбутнього, а на загальні положення, що витікають із такого аналізу.

Для отримання якісних залежностей і їх узгодження з результатами проведених досліджень, вивчення ефективного використання доліт ріжучого типу нами проведені дослідження залежності механічної швидкості буріння від осьового навантаження. На рисунку 3.25 наведені розрахункові залежності  $V_m=f(P_{oc})$  при заглибленні свердловини долотом ДРС 214,3 М-1 компоновкою №1. Аналізуючи наведені залежності, необхідно відмітити, що механічна швидкість при збільшенні  $P_{oc}$  зростає до певного значення, пізніше настає стабілізація росту, а потім зменшення, особливо інтенсивне в області режиму роботи турбобура близького до гальмівного. Зменшення  $V_m$  пояснюється переважаючим впливом зменшенням частоти обертання долота над ростом осьового навантаження. Максимум  $V_m$  не співпадає з максимальною величиною заглиблення долота і зміщений відносно останньої в зону малих навантажень. При бурінні в м'яких породах ця різниця значно більша, ніж при бурінні порівняно твердих порід. Так при бурінні вапняка максимальне значення  $V_m$  рівне 9,5 м/год при  $P_{oc}=70$  кН, із зменшенням твердості породи в 2 рази, максимум  $V_m$  досягається при  $P_{oc}=50$  кН і рівний 20,42 м/год.

Збільшення витрати  $Q$  промивної рідини з 30 до 35 л/с, веде до росту механічної швидкості в середньому на 15%, причому якісна картина розрахункової залежності  $V_m(P_{oc})$  не змінюється. Такі залежності зміни механічної швидкості буріння від величини статичного навантаження та частоти обертання долота отримано нами експериментально (рис.3.26).

Оцінка процесу руйнування породи через енергетичні витрати дозволяє виявляти раціональні поєднання вибійного двигуна і долота, параметрів режиму буріння і бурового розчину, а також характеризувати буримість порід. Енергоємність процесу руйнування гірської породи характеризується величиною питомої об'ємної роботи  $E_p$  (Дж/м<sup>3</sup>).

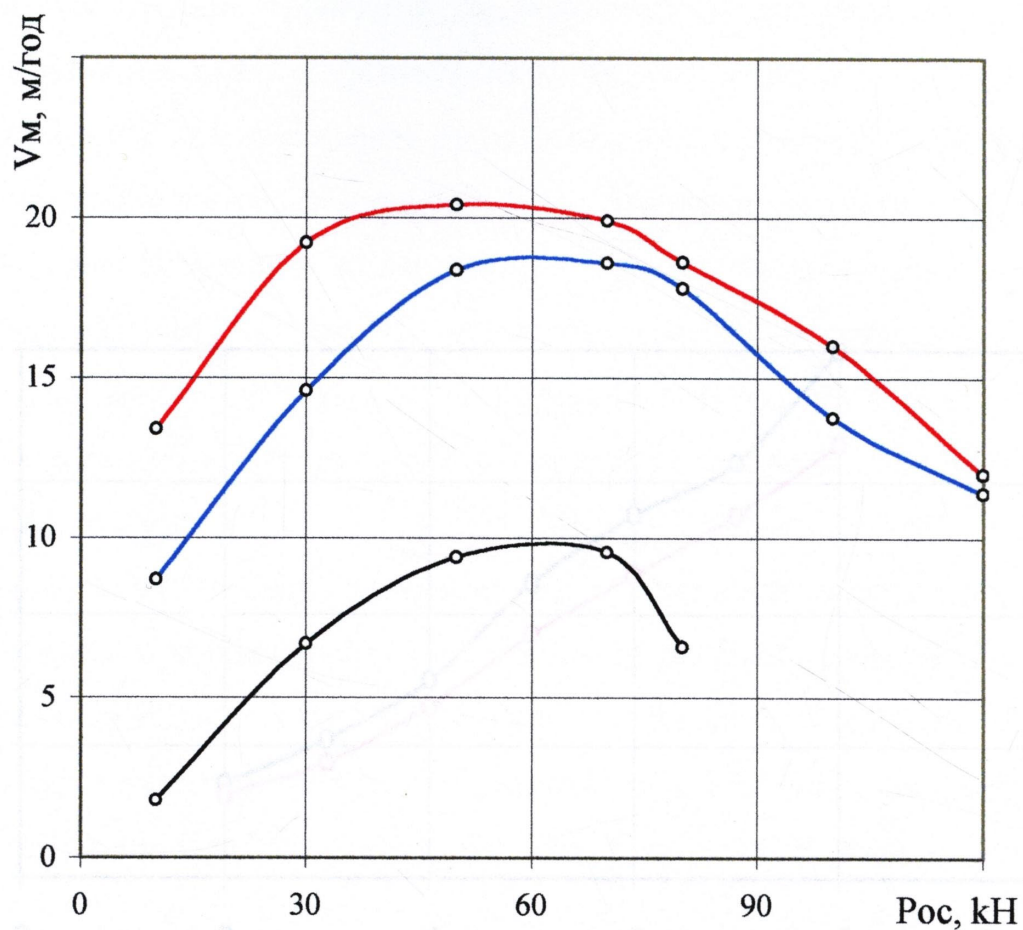


Рисунок 3.25. Розрахункові залежності зміни механічної швидкості  $V_m$  буріння від осевого  $P_{oc}$  навантаження на долото ДРС 214,3 М-1 для різних порід.

- - пісковик слюдистий;
- - мрамур "коелга";
- - вапняк дрібнокристалічний.

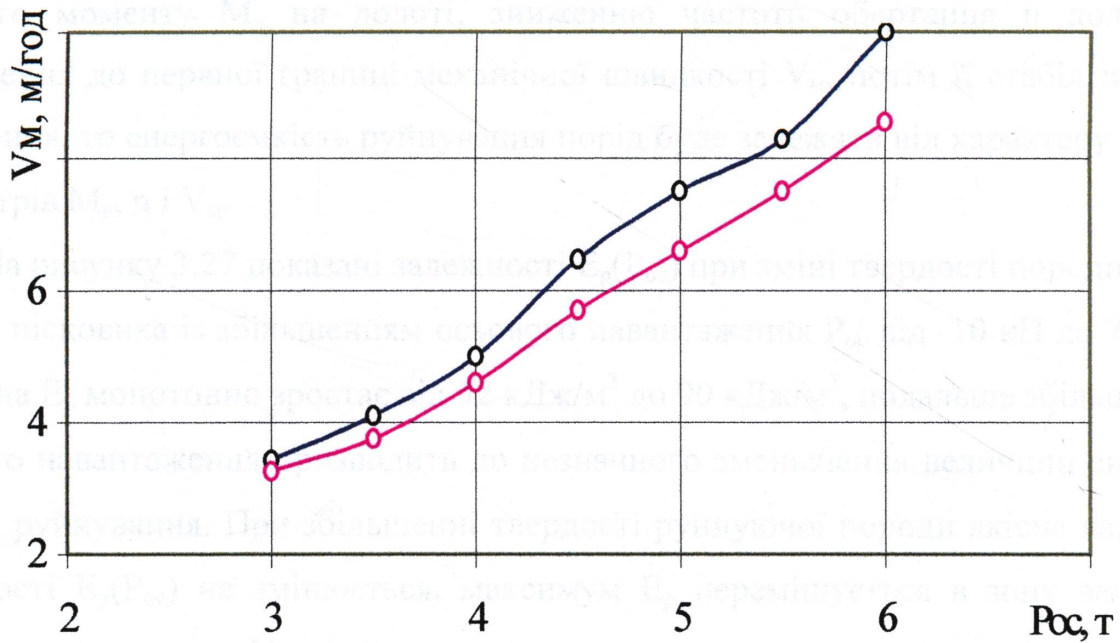


Рисунок 3.26. Вплив параметрів осьового навантаження  $P_{oc}$  і частоти обертання  $n$  на механічну  $V_m$  швидкість буріння.

Свердловина № 121 “Ново-Українка”, долото DS66H (фірми Хайкалог), інтервал – 1662-1670 м.

—  $n = 138 \text{ об/хв}$ ;

—  $n = 82 \text{ об/хв}$ .

Дослідження різних авторів [36, 79] показують, що при буріння свердловин роторним способом і електробуром мінімум  $E_p$  співпадає з максимумом  $V_m$ . В даних способах буріння зменшення  $V_m$  при подальшому збільшенні  $P_{oc}$  може призводити тільки до росту енергоємності руйнування породи.

Якісно інший характер носить закономірність енергоємності процесу руйнування породи при турбінному способі буріння долотами ріжучого типу. Оскільки при даному способі буріння збільшення  $P_{oc}$  призводить до неперервного росту крутного моменту  $M_d$  на долоті, зниженню частоти обертання  $n$  долота і підвищення до первної границі механічної швидкості  $V_m$ , потім її стабілізацію і зменшення, то енергоємність руйнування порід буде залежати від характеру зміни параметрів  $M_d$ ,  $n$  і  $V_m$ .

На рисунку 3.27 показані залежності  $E_p(P_{oc})$  при зміні твердості породи. При бурінні пісковика із збільшенням осьового навантаження  $P_{oc}$  від 10 кН до 70 кН, величина  $E_p$  монотонно зростає від 32 кДж/м<sup>3</sup> до 90 кДж/м<sup>3</sup>, подальше збільшення осьового навантаження призводить до незначного зменшення величини енергоємності руйнування. При збільшенні твердості руйнуючої породи якісна картина залежності  $E_p(P_{oc})$  не змінюється, максимум  $E_p$  переміщується в зону великих осьових навантажень. Це можна пояснити тим, що темп росту крутного моменту  $M_d$  на долоті ріжучого типу перевищує темп збільшення заглиблення  $H$  долота за оберт, тому енергоємність руйнування зростає.

Для встановлення впливу витрати бурового розчину  $Q$  на енергоємність процесу руйнування породи різної твердості проводилися аналогічні дослідження при зміні  $Q$  в межах 30-35 л/с. Встановлено, що зміна  $Q$  при бурінні порід різної твердості не впливає на якісний характер отриманих залежностей, абсолютні значення енергоємності при збільшенні твердості породи в 2 рази, збільшуються в середньому на 20-26 %.

Таким чином проведені дослідження показали, що ефективні параметри режиму турбінного буріння долотами ріжучого типу необхідно визначати із умови максимуму  $V_m$ . Енергоємність руйнування з ростом  $P_{oc}$  зростає, а максимум  $V_m$  не співпадає з максимальною величиною заглиблення долота за

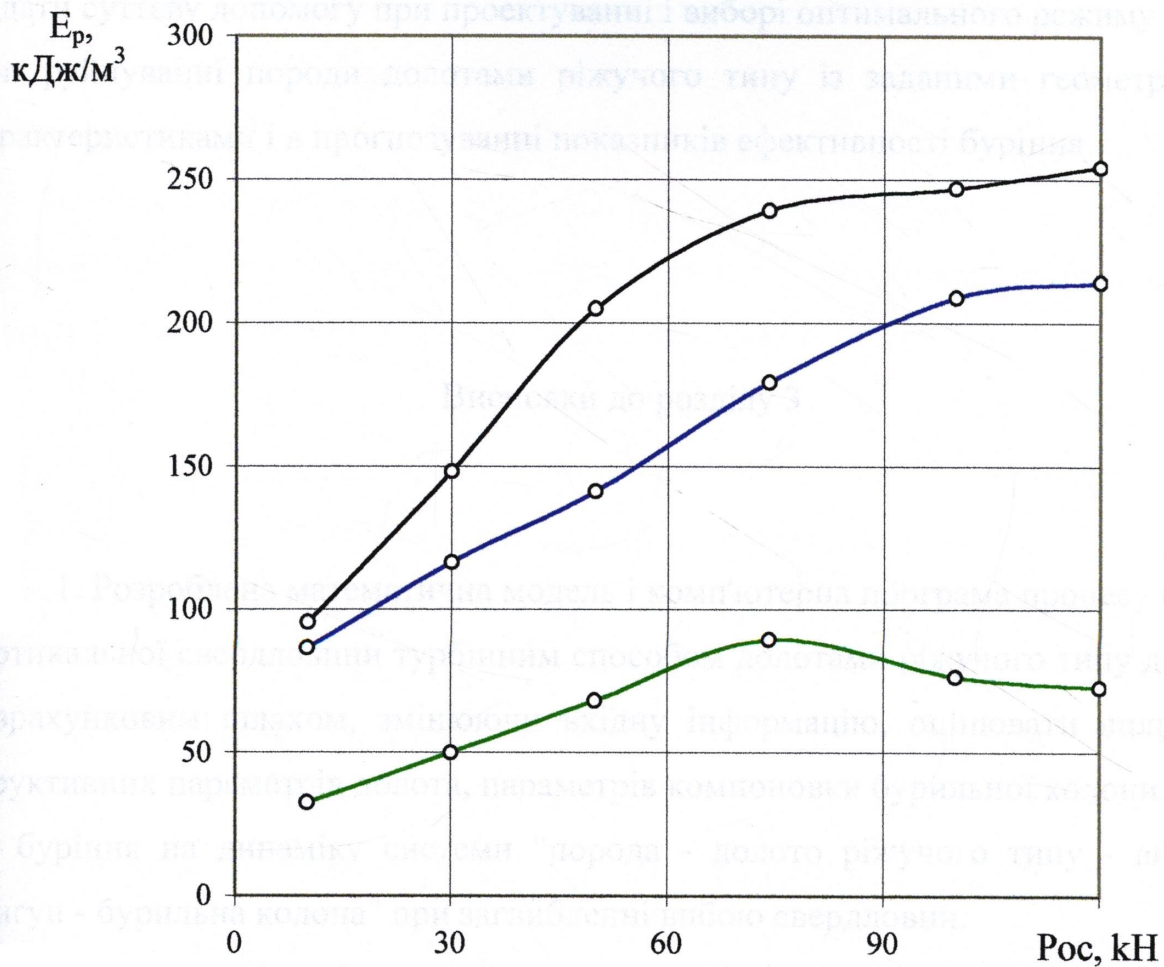


Рисунок 3.27. Розрахункові залежності зміни енергоємності  $E_p$  руйнування породи від осевого  $P_{ос}$  навантаження на долото ДРС 214,3 М-1 при бурінні різних порід.

- - пісковик слюдистий;
- - мрамур "коелга";
- - вапняк дрібнокристалічний.



оберт і зміщений відносно останнього в сторону розгінної зони роботи турбобура. Ця різниця зростає із збільшенням пластичності породи.

Запропонований метод математичного моделювання процесу буріння може надати суттєву допомогу при проектуванні і виборі оптимального режиму буріння при руйнуванні породи долотами ріжучого типу із заданими геометричними характеристиками і в прогнозуванні показників ефективності буріння.

### Висновки до розділу 3

1. Розроблена математична модель і комп'ютерна програма процесу буріння вертикальної свердловини турбінним способом долотами ріжучого типу дозволяє розрахунковим шляхом, змінюючи вхідну інформацію, оцінювати вплив конструктивних параметрів долота, параметрів компоновки бурильної колони і режиму буріння на динаміку системи "порода - долото ріжучого типу - вибійний двигун - бурильна колона" при заглибленні вибою свердловин.

При вивченні особливостей руйнування гірської породи та впливу розміщення різців відносно осі долота на динаміку роботи бурової системи, встановлено, що середнє значення крутного моменту  $M_{д\text{ ср}}$  на долоті при віддаленні різця від осі обертання зростає за лінійною залежністю, з ростом осьового навантаження від 1,5 до 5,25 кН його величина зростає в 3,0 – 3,5 рази, а при збільшенні твердості руйнуючої породи від  $P_{ш}=60 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$  до  $P_{ш}=120 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$  значення моменту зростає в 1,4-1,6 раз. При віддаленні різця від центра долота до периферії розмах коливань крутного моменту на долоті зростає за залежністю близькою до лінійної, із збільшенням осьового навантаження в 3,5 раз розмах коливань зростає в 3,2-3,9 раз. Включення в компоновку ВЗП не впливає на характер зміни величини середнього значення крутного моменту на долоті, при цьому гасяться низькочастотні коливання, зменшується розмах коливань крутного моменту. При

зміні жорсткості ВЗП від  $100 \cdot 10^3$  Нм/рад до  $20 \cdot 10^3$  Нм/рад, осьовому навантаженні  $P_{oc}=3,5$  кН, з віддаленням різця від осі обертання розмах  $A_m$  коливань крутного моменту зменшується на 85 % в порівнянні із жорсткою компоновкою. Збільшення кількості ріжучих елементів на одній лінії різання веде до незначного зменшення розмаху коливань крутного моменту, в той час як енергоємність руйнування значно зростає. З точки зору зменшення динамічних навантажень на ріжучі елементи збільшення різців на одній лінії різання є не ефективним. Найбільш ефективним способом зменшення динамічних навантажень на ріжучі елементи, як показали дослідження є використання ВЗП.

2. Встановлено, що при бурінні пісковика слюдистого долотом ДРС 214,3 М-1 даною компоновкою бурильної колони з ростом осьового навантаження  $P_{oc}$  на долото від від 10 кН до 100 кН середнє значення крутного моменту  $M_{д ср}$  на долоті зростає від 0,31 кН до 2,09 кН, при буріння більш твердої породи, вапняка мікрокристалічного,  $M_{д ср}$  збільшується від 0,31 кН до 3,4 кН. Зміна витрат промивної рідини не впливає на величину середнього значення крутного моменту на долоті. Розмах коливань  $A_m$  крутного моменту при бурінні пісковика та мармуру в режимі малого силового навантаження ( $P_{oc} = 10 \dots 30$  кН), майже не змінюється. При збільшенні  $P_{oc}$  від 30 кН до 100 кН при руйнуванні мармуру,  $A_m$  зростає за залежністю близькою до лінійної від 0,1 кН·м до 1,2 кН·м. Із збільшення витрат промивної рідини  $Q$  від 30 до 40 л/с, а отже і частоти обертання долота, розмах коливань  $A_m$  крутного моменту зменшується в середньому на 25 - 30 %.

3. При встановленні ВЗП крутильних коливань середнє значення крутного моменту  $M_{д ср}$  на долоті не змінюється, а динамічні складові крутного моменту зменшуються. Частота коливань функції  $M_d(t)$  при зміні жорсткості  $C_\partial$  наддолотного ВЗП від  $C_\partial = 30 \cdot 10^3$  Нм/рад до  $C_\partial = 120 \cdot 10^3$  Нм/рад практично не змінюється і співпадає з частотою коливань при жорсткій компоновці низу бурильної колони і однаковому режиму буріння. Коефіцієнт динамічності  $K_d$  по

крутному моменту при встановленні ВЗП зменшується в 1.27 раз, в порівнянні із компоновкою бурильної колони без ВЗП.

4. Дослідження впливу кількості різців на одній лінії різання, встановлено, що при розбурюванні мармуру долотом ДЛР-146 з осьовим навантаженням 20 кН, із збільшенням кількості ріжучих елементів на одній лінії різання від одного до трьох приводить до зменшення коефіцієнту динамічності всього на 25%. Включення в компоновку ВЗП крутильних коливань при встановленні одного різця на лінії різання і однакових умовах буріння, зменшує коефіцієнт динамічності  $K_d$  на 67%.

5. Встановлено, що збільшенні осьового навантаження  $P_{oc}$  при заглибленні свердловини долотом ДРС 214,3 М-1, механічна швидкість  $V_m$  буріння зростає до певного значення, пізніше настає стабілізація росту, а потім зменшення, особливо інтенсивне в області режиму близького до тормозного. Максимум  $V_m$  не співпадає з максимальною величиною заглиблення долота і зміщений відносно послідньої в зону малих навантажень. Збільшення витрати  $Q$  промивної рідини з 30 до 35 л/с, веде до росту механічної швидкості в середньому на 15%, причому якісна картина розрахункової залежності  $V_m(P_{oc})$  не змінюється.

При бурінні пісковика із збільшенням осьового навантаження  $P_{oc}$  від 10 кН до 70 кН, величина енергоємкості руйнування  $E_p$  монотонно зростає від 32 кДж/м<sup>3</sup> до 90 кДж/м<sup>3</sup>, подальше збільшення осьового навантаження призводить до незначного зменшення величини  $E_p$ . При збільшенні твердості руйнуючої породи якісна картина залежності  $E_p(P_{oc})$  не змінюється, максимум  $E_p$  переміщується в зону більших осьових навантажень.

6. Якісне і кількісне співставлення розрахункових залежностей із стендовими та промисловими даними, дає можливість стверджувати, що розроблена модель процесу заглиблення доліт ріжучого типу турбінним способом відтворює фізичні явища які відбуваються при взаємодії долота з вибоєм свердловини.

## РОЗДІЛ 4

### НАПРЯМКИ ПРАКТИЧНОГО ВИКОРИСТАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОТИ ДОЛОТА РІЖУЧОГО ТИПУ

На сьогоднішній день особливого значення набуває наукове обґрунтування методів створення бурової техніки і вдосконалення технологій проведення свердловин. Розроблені математичні моделі взаємодії озброєння долота ріжучого типу "стратапакс" з вибоєм свердловини і його рух в процесі буріння дозволяє аналітичними методами вирішувати наступні науково-практичні задачі:

- удосконалення математичної моделі процесу похилого та горизонтального буріння;
- удосконалення наукових основ проектування доліт ріжучого типу;
- вивчення впливу параметрів компоновки бурильної колони на кінематику та динаміку взаємодії озброєння долота даної конструкції з породою і на ефективність заглиблення вибою свердловин;
- вивчити вплив параметрів режиму роторного і турбінного буріння на ефективність процесу руйнування породи долотами ріжучого типу.

Цінність розроблених аналітичних моделей руху долота і взаємодії його озброєння з вибоєм свердловини в процесі буріння полягає в тому, що вони можуть бути використані для удосконалення аналітичних моделей вертикального, похилого і горизонтального буріння, що одночасно враховують роботу долота, бурильної колони і приводу при заглибленні свердловин. На цій основі можна створити метод прогнозування показників ефективності роторного та турбінного буріння при заданих конструктивних та технологічних параметрах бурової механічної системи, тим самим отримати можливість визначення областей оптимальних режимів буріння, підібрати необхідний породоруйнуючий інструмент і створити необхідні параметри компоновки бурильної колони.

#### 4.1. Вдосконалення методики проектування озброєння доліт ріжучого типу та обґрунтування параметрів динамічно узгоджених компоновок

За останні десятиліття конструкції доліт ріжучого типу, технології їх виготовлення та використання значно покращилися. Промислові дослідження [1, 75, 85] показують, що проходка на долото збільшилася на 66 %, також збільшились термін перебування долота на вибої на 36 %, а механічна швидкість проходки на 21 %, з 9 м/год до 11 м/год. Негативний вплив вібрацій та значних динамічних навантажень, які сприймають ріжучі елементи доліт, приводять до поломок, що відбуваються в середньому через кожні 36 м, або 3,6 год. В основному це випадання та сколювання різців.

За допомогою розробленої аналітичної моделі роботи долота ріжучого типу, проведені нами дослідження дозволили виявити конструктивні і технологічні вимоги, що забезпечують ефективність їх застосування :

- встановлення ріжучих пластин з переднім кутом різання порядку  $15^{\circ}$ - $20^{\circ}$  при якому зберігається підвищена міцність і опір ріжучих елементів поломкам та руйнуванню;

- використання в конструкції принципу розчленування вибою на зони руйнування окремими групами різців з метою забезпечення менш енергоємної схеми різання;

- встановлення в кожній зоні та лінії різання мінімальної кількості різців, при збереженні умови повного перекриття вибою і рівномірного навантаження по колу торця з метою зменшення вібрацій;

- встановлювати оптимальні значення режимів буріння на основі виведеної функціональної залежності  $P_{oc} = f(h)$ , яка враховує механічну характеристику породи, геометричні параметри ріжучих елементів та умови буріння;

- при бурінні долотами ріжучого типу порід середньої твердості та твердих порід використовувати в компоновці низу бурильної колони ВЗП. Це приведе до зменшення динамічних навантажень на ріжучі елементи долота, вібрацій, які

поширюються вгору по бурильній колоні, збільшить проходку на долото, покращить роботу вибійного двигуна та бурильної колони в цілому.

На базі розроблених моделей є можливість створення комп'ютерних програм, які б дозволяли розрахунковим шляхом рішення наступні задачі:

- дослідження впливу геометричних параметрів ріжучих елементів та форми профілю долота на показники ефективності руйнування породи із заданими механічними характеристиками;

- дослідження впливу розміщення різців по поверхні долота довільної геометричної форми на ефективність процесу буріння;

- дослідження впливу параметрів компоновки бурильної колони і режиму буріння на роботу вибійних двигунів та зношуваність породоруйнівних елементів долота даної конструкції при бурінні породи із заданими механічними характеристиками.

Слід відмітити, що для вирішення всіх перерахованих задач, необхідно подальше уточнення розроблених аналітичних моделей, мати експериментальні залежності величини і напрямку зусиль, що діють на різець даного типорозміру, при зміні режимних параметрів і даних про вибійні умови.

При проектуванні компоновки бурильної колони, в недостатній мірі враховується динамічний режим її роботи. Розроблена модель процесу турбінного буріння вертикальної свердловини долотами ріжучого типу дозволяє досліджувати вплив крутильних коливань долота і перерізів бурильної колони, оцінити вплив параметрів компоновки бурильного інструменту на динаміку роботи долота даної конструкції і на ефективність процесу заглиблення свердловин. Розроблена модель дає можливість розрахунковим шляхом рішення наступні технологічні задачі:

- дослідження впливу параметрів компоновки бурильної колони на динаміку взаємодії ріжучих елементів долота даної конструкції з породою;

- дослідження впливу типорозміру і довжини секцій ОБТ, місця встановлення і характеристик ВЗП поздовжніх та крутильних коливань на початкову

механічну швидкість, проходку за рейс при буріння порід із заданими механічними характеристиками;

- вибір місця встановлення і характеристик ВЗП для забезпечення ефективного режиму роботи бурової системи із заданими конструктивними і фізичними параметрами;

Отже, розроблені аналітичні моделі процесу заглиблення вертикальних свердловин долотами ріжучого типу створюють теоретичне підґрунтя для створення комп'ютерних програм, які б дозволяли розрахунковим шляхом досліджувати комплексний вплив параметрів компоновки бурильної колони на показники ефективності заглиблення вибою долотами даної конструкції, вести науково обґрунтований пошук оптимального поєднання даних параметрів.

Вибір оптимальних параметрів режиму буріння при використанні доліт ріжучого типу необхідно проводити спільно з підбором параметрів компоновки бурильної колони, оцінюючи комплексний вплив статичного осьового навантаження, кутової швидкості обертання ротора, конструктивних і фізичних параметрів секцій бурильної колони на показники ефективності процесу заглиблення свердловин.

#### 4.2. Розробка універсального бурового амортизатора.

Серед різних технічних засобів, що застосовуються при бурінні для зміни динамічного режиму роботи бурові механічної системи, найчастіше використовують бурові амортизатори. На сьогодні розроблено [18, 20, 22, 81] досить багато конструкцій віброзахисних пристроїв. Переважна більшість з них використовується для гасіння поздовжніх або крутильних коливань. Нечисленні конструкції амортизаторів [20, 81], що одночасно гасять як поздовжні так і крутильні коливання, мають один пружний елемент певної податливості, що не

забезпечує ефективного зниження рівнів одночасно збудованих осьових та крутильних вібрацій.

Задача створення віброзахисного пристрою з використанням двох пружних елементів для незалежного гасіння осьових і крутильних коливань поставлена науковим керівником проф. Векериком В.І.

Нами розроблено новий віброзахисний пристрій, названий універсальним буровим амортизатором [41], в якому ефективність роботи досягається шляхом гасіння осьових і крутильних коливань окремими пружними елементами незалежно. Конструкція такого амортизатора показана на рис. 4.1.а., а технічні характеристики наведені в таблиці 4.1. Амортизатор має два пружні елементи незалежної дії (рис.4.1.б.): заповнену еластичним наповнювачем (гумовими кільцями) оболонку, ствол і поршні для гасіння осьових коливань та торсіонну втулку з заданою крутильною жорсткістю для гасіння крутильних коливань.

Універсальний буровий амортизатор складається з корпусу 2, на одному кінці якого закріплено перехідник 1 для приєднання до бурильної колони, на другому кінці – гайка 14. В гайку і перехідник встановлений ствол 16. Утворена між ними порожнина герметизована манжетами 3 і 15. У цій закритій порожнині концентрично стволу встановлено пружний елемент осевої дії, що складається із тонкостінної оболонки 9, поршнів 8, 11, в кільцевих проточках яких встановлено розрізні ущільнюючі кільця 18, і розміщеного між поршнями еластичного наповнювача 10, а також пружний елемент з крутильною жорсткістю у вигляді торсіонної втулки 7, яка охоплює деталі пружного елемента осевої дії і за допомогою вставних шпонок 12 і 4 з'єднана відповідно з стволом 16 і перехідником 1, які разом забезпечують передачу крутного моменту від перехідника на ствол.

Прорізи на торсіонній втулці 7 виконані по гвинтовій лінії лівого напрямку з можливістю змикання стінок прорізів при максимальному значенні робочого крутного моменту дозволяє виключити роботу торсіонної втулки за межами пружних деформацій.



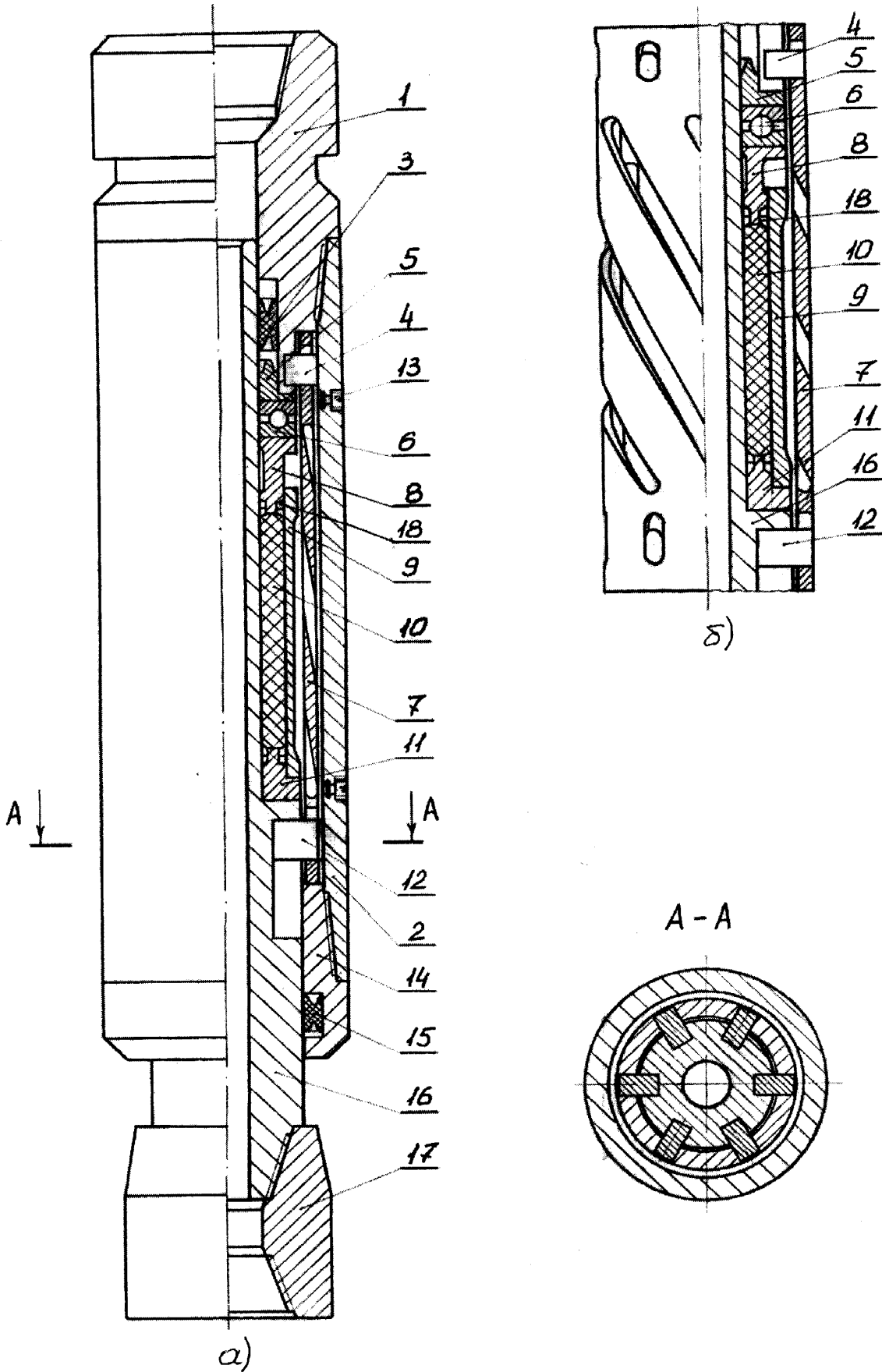


Рисунок 4.1. Універсальний буровий амортизатор.

Таблиця 4.1

## Технічна характеристика універсального бурового амортизатора

1	Зовнішній діаметр, мм .....	240
2	Поздовжня (осьова) жорсткість амортизатора, кН/м .....	100-300
	(Тс/см).....	(10-30)
3	Крутильна жорсткість амортизатора, кН·м/рад.....	18,7-32,0
	(кг·м/град).....	(32,6-55,8)
4	Допустиме осьове навантаження, кН (Тс).....	400 (40)
	Допустимий крутний момент Н·м (кГс·м).....	6000 (600)
5	Діаметр приєднювального долота, мм .....	295,3...394
6	Діаметр каналу для проходу промивної рідини, мм.....	80
	Приєднювальні різі:	
7	- до бурильної колони .....	3-171
	- до долота .....	3-152
8	Довжина , мм .....	2400
9	Маса , кг .....	540

Пази на стволі виконані подовженими і з допуском розмірів, які в шпонковому з'єднанні забезпечують необхідний для незалежної роботи двох пружних елементів хід ствола 16 відносно корпусу 2 і торсіонної втулки 7. При переміщенні ствола вставні шпонки 12 утримуються в торсіонній втулці 7, положення якої визначається взаємним розміщенням гайки 14 і перехідника 1.

Після збирання амортизатора герметизована манжетами 3 і 15 порожнина заповнюється антикорозійною рідиною через отвори, які закриваються пробками 13.

Осьова жорсткість та максимальне осьове навантаження на амортизатор визначаються параметрами оболонки 9, об'ємом та характеристиками розміщеного в ній еластичного наповнювача 10. Крутильну жорсткість і максимально допустимий крутний момент визначають параметри торсіонної втулки 7 (товщина стінки, кількість і розміри гвинтоподібних прорізів на середній частині втулки).

Встановлюють амортизатор в стисненій частині бурильної колони, зокрема над долотом.

Амортизатор працює наступним чином. Збурювані осьові і крутильні коливання передаються через долото і перехідник 17 на ствол 16. При осьових сил і коливань ствол 16 переміщується відносно торсіонної втулки 7 і своїм виступом зміщує поршень 11 в напрямку поршня 8, який впирається в торець перехідника 1 через упорний підшипник 6 і шайбу 5. Тому, при переміщенні ствола поршні 8 і 11 зближуються і стискають в середині оболонки наповнювач 10, під дією якого тонкостінна оболонка змінює свою форму в межах пружних деформацій. При цьому наповнювач 10, зазнаючи об'ємного стиску, зменшується в об'ємі, що проявляється в зменшенні його висоти в оболонці на величину ходу поршня, визначає податливість пружного елемента осьової дії.

При зміні напрямку руху ствола 16 оболонка 9 і наповнювач 10 під дією пружних сил відновлюють свою форму і через поршні 8 і 11 взаємодіють з приєднаними до корпусу і ствола амортизатора частинами бурильної колони.

Крутильні коливання передаються від ствола 16 на корпус 2 та приєднану до нього бурильну колону через торсіонну втулку 7, яка в амортизаторі виконує

одночасно роль вузла передачі крутного моменту і роль пружного елемента з відповідною крутильною жорсткістю.

Під дією крутного моменту торсіонна втулка 7 закручується і внутрішній діаметр її зменшується, тому взаємне розміщення двох пружних елементів з зазором та рухоме шпонкове з'єднання торсіонної втулки 7 з стволом 16 забезпечують незалежність роботи двох різних пружних елементів, що підвищує ефективність роботи амортизатора при гасінні незалежно збуджуваних осьових і крутильних коливань.

Для заробігання виходу з ладу амортизатора через перевантаження пружного елемента – торсіонної прорізної втулки 7, прорізи в ній виконані з можливістю, в межах пружних деформацій оболонки, змикання стінок прорізів при зростанні крутного моменту більше верхньої границі його робочого значення, де торсіонна втулка відключатиметься з роботи як пружний елемент і буде працювати як жорстка конструкція, яка розрахована на відповідні перевантаження.

Таким чином, з'єднана зі стволом 16 амортизатора частина бурильної колони взаємодіє з рештою бурильної колони через два незалежно діючі пружні елементи: один з осьовою податливістю, а другий з крутильною податливістю. Вибравши відповідні значення осьової податливості одного пружного елемента і крутильної податливості другого пружного елемента, досягається одночасне гасіння осьових і крутильних коливань в бурильній колоні, зменшення динамічних навантажень, які можуть забезпечити покращення показників роботи бурового долота.

Нами виготовлений дослідний зріз універсального бурового амортизатора для буріння компоновками з долотом  $\varnothing 295,3$  мм. Для визначення робочих характеристик віброзахисного пристрою були проведені стендові дослідження [25].

Статична жорсткість  $C_{ст}$  пружного елемента осьової дії визначалась на універсальній машині ГМС – 50. Залежність осьового ходу  $\Delta h$  ВЗП від статичного навантаження  $P$  показана на рис.4.2. При навантаженнях від 0 до 50 кН хід

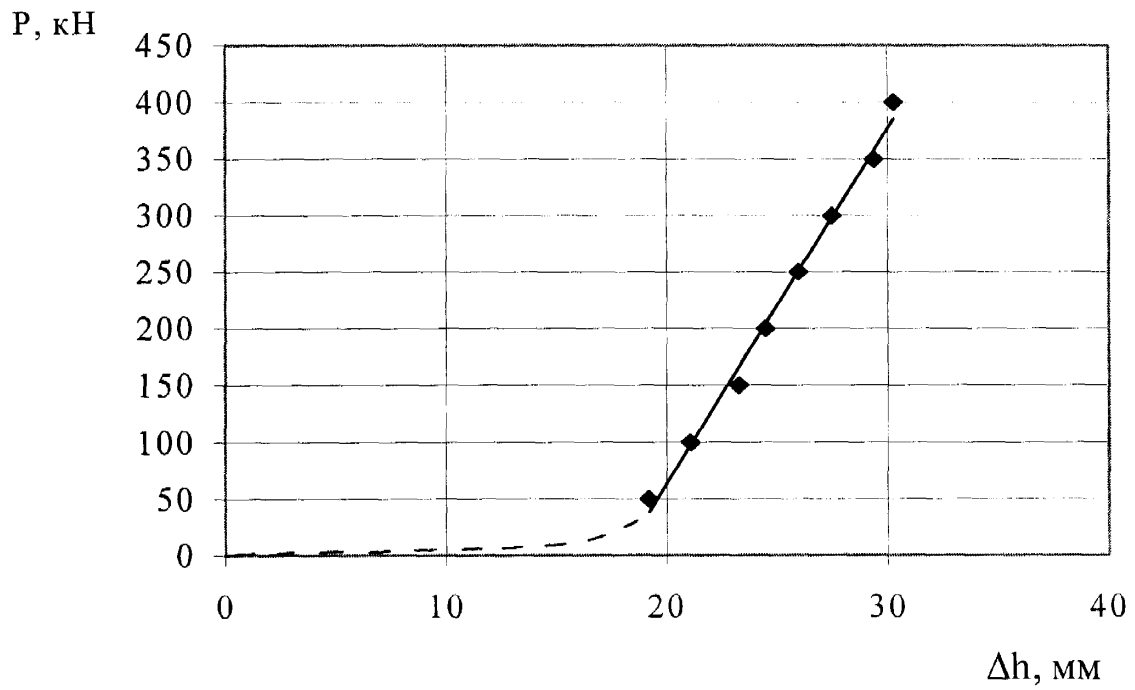


Рисунок 4.2. – Залежність ходу амортизатора  $\Delta h$  від осьового навантаження  $P$ .

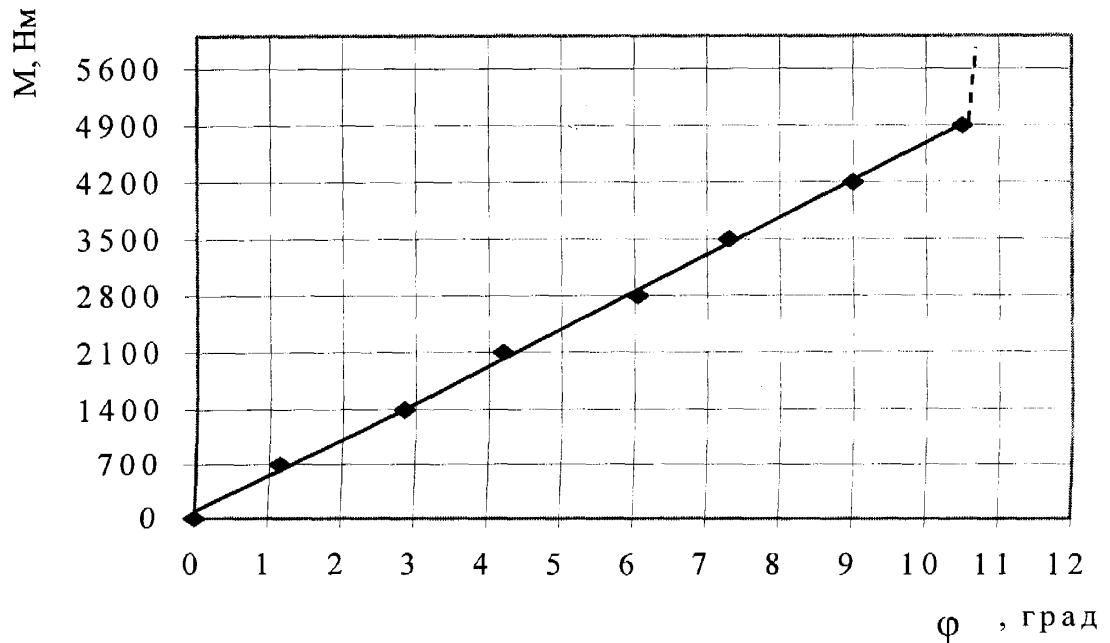


Рисунок 4.3. – Залежність кута  $\varphi$  закручування торсійної втулки амортизатора від крутного моменту  $M$ .

амортизатора становить близько 20 мм, що відповідає ущільненню еластичного наповнювача та вибиранню технологічних зазорів. При навантаженнях понад 50 кН залежність  $\Delta h = f(P)$  має лінійний характер

Зв'язок між статичною  $C_{ст}$  та динамічною  $C_{д}$  жорсткостями амортизатора можна прийняти наступним [54]:

$$C_{д} = 1,02 \frac{\Delta h}{l_0 - \Delta h} C_{ст}, \quad (4.1)$$

де  $\Delta h$  - хід амортизатора під дією періодичної збурної сили з амплітудою  $P_0$ ;

$l_0$  - висота пружного елемента.

Еспериментальне визначення крутильної жорсткості  $C_{ст}^{\phi}$  торсіонної втулки проводилось на стенді. Закріпивши один кінець амортизатора нерухомо і прикладаючи крутний момент  $M$  до другого, підтисненого центром, вимірювали кут закручування  $\phi$ . Як свідчить рис.4.3. залежність  $\phi = f(M)$  має лінійний характер, а жорсткість  $C_{ст}^{\phi}$  складає  $27 \cdot 10^3$  Нм/рад. При прикладанні моменту  $M$  понад 5000 Нм, спостерігається змикання витків торсіона в середній робочій частині, тим самим запобігається поломка торсіона, а крутильна жорсткість наближується до жорсткості бурильних труб.

В режимі усталених коливань ефективність торсіонної втулки на частоті  $p$  можна характеризувати коефіцієнтом [25]

$$k(p) = \left| \frac{C_{ст}^{\phi} + ipb}{C_{ст}^{\phi} + ipb + k(ip)} \right| \quad (4.2)$$

рівним відношенню амплітуди гармонічного крутного моменту, що передається бурильною колоною при наявності в компоновці втулки, до амплітуди, що передається колоною без втулки. В (4.2)  $b$  – кутовий коефіцієнт опору торсіонної втулки,  $k(ip)$  - динамічна крутильна жорсткість колони без втулки.

Нами виготовлений дослідний взірець універсального бурового амортизатора пройшов попередні експлуатаційні випробування на буровні Розумівка-21 Хрестищенського УБР ДП “Укрбургаз” і підтвердив (табл. 4.2) свою працездатність та ефективність.

Таблиця 4.2

Показники відробки доліт компоновкою з універсальним буровим амортизатором і без нього (св.Розумівка – 21)

Тип долота	Інтервал буріння, м	Проходка, м	Час мех. буріння, год	Кількість сколів, шт.	Знос озброєння, %	Люфт шарошок, мм			Вид компоновки
						1	2	3	
11 5/8 SVH	2469- -2703	232	120	14	60	7	8	7	без ВЗП
11 5/8 F15H	2753- -2864	111	100	0	10	0	0	0	з ВЗП

Співставлення показників відробки доліт при включенні в бурильну колону ВЗП і без нього свідчать, що використання універсального бурового амортизатора дозволяє підвищити стійкість породоруйнівного інструменту і збільшити проходку на долото.

#### 4.3. Впровадження результатів досліджень динаміки долота ріжучого типу.

Розроблені аналітичні моделі і отримані пошукачем результати обчислювальних експериментів використовувалися в 1995-1998 р. для вдосконалення

розрахункових моделей роботи бурових механічних систем при виконанні в науково-дослідному інституті нафтогазових технологій Івано-Франківського державного технічного університету нафти і газу держбюджетних тем: Д-40 - "Вдосконалення аналітичної моделі взаємодії породоруйнівних інструментів ріжучого типу з вибоєм"; Д-51 - Д-3/1 - "Прогнозна оцінка впливу параметрів віброзахисних пристроїв на роботу бурильної колони та розробка кульковороликової опори кочення турбобура". Отримані пошукачем результати дозволили уточнити розрахункові схеми, провести оцінку величин динамічних сил і зміщень січень бурильної колони при бурінні турбінним способом долотами ріжучого типу, в тому числі при використанні ВЗП.

В результаті проведених досліджень:

- вивчена взаємодія породоруйнівних елементів долота ріжучого типу з породою та виведена функціональна залежність  $P_{oc}=f(H)$  з врахуванням конструктивних параметрів долота, фізико-механічної характеристики породи, вибійних умов та перекриття площин різання сусідніми різцями долота;

- складені нові рівняння, що описують спільну роботу долота ріжучого типу і бурильної колони в процесі роторного та турінного способів буріння вертикальної свердловини, які дозволяють вивчати крутильні коливання долота і січень бурильної колони, визначати величини динамічних кутових зміщень, крутих моментів на долоті і в січеннях бурильної колони;

- складені граничні та початкові умови для отримання системи рівнянь, які враховують вплив параметрів режиму буріння, компоновки бурильної колони на динаміку взаємодії озброєння долота ріжучого типу з руйнуючим вибоєм, величини динамічних сил та моментів на долото і в січеннях бурильної колони;

- отримано результати порівняльних розрахунків ефективності використання ВЗП різної жорсткості в компоновці бурильної колони при заглибленні свердловини долотами ріжучого тиу.

Розроблена пошукачем аналітична модель роботи бурильного інструменту при бурінні свердловин долотами ріжучого типу турбінним способом та пакет прикладних комп'ютерних програм рекомендовані АТ "Науково-дослідне і



конструкторське бюро бурового інструменту” для використання при проектуванні озброєння долота ріжучого типу. Акт їх передачі наведено в Додатку Д.

Розроблена методика дозволяє проектувати параметри озброєння долота ріжучого типу з врахуванням динаміки взаємодії ріжучих елементів з породою та забезпечення ефективної роботи при бурінні порід із заданими механічними характеристиками. Адаптованість аналітичної моделі до реальних умов і працездатність прикладних програм обґрунтовано теоретичними дослідженнями та порівнянням результатів вичислювальних експериментів з експериментальними дослідженнями проведеними в АТ ”НДКБ бурового інструменту”. При вдосконаленні конструкцій доліт ріжучого типу ІСМ АП, для оцінки впливу конструктивних параметрів на динамічність і ефективність процесу заглиблення, в АТ ”НДКБ бурового інструменту” використовували результати теоретичних досліджень та пакет прикладних програм (Додаток Д). Виготовлені долота пройшли випробування на родовищах АТ ”Татнафта”. На даний час проводяться роботи по накопичуванні даних для співставлення розрахункових і фактичних результатів відробки доліт ріжучого типу з різними характеристиками озброєння, тому підрахунок економічного ефекту не проводився.

Результати експлуатаційних випробувань дослідного взірця універсального бурового амортизатора (Додаток З) показали ефективність його застосування в компоновках бурильної колони при заглибленні свердловин. На сьогоднішній день проводяться експлуатаційні випробування дослідної партії універсальних бурових амортизаторів по договору № 210/97 укладеному з ДП ”Укрбургаз”.

Необхідно відмітити, що розроблені моделі роботи долота ріжучого типу містять можливості по подальшому вдосконаленню шляхом врахування факторів, що впливають на динаміку взаємодії долота з вибоєм та стінкою свердловини. Подальше накопечення і співставлення розрахункових і промислових даних по відробці доліт ріжучого типу дасть можливість ввести коректуючі коефіцієнти для наближення результатів прогнозних розрахунків до фактичних, що дозволить обґрунтовано приймати рішення по оптимізації процесу буріння.

## Висновки до розділу 4

1. Розроблена модель буріння вертикальної свердловини турбінним методом дозволяє аналітичними методами досліджувати вплив таких параметрів компоновки бурильної колони як довжина і типорозмір секцій ОБТ, жорсткості ВЗП на показники ефективності заглиблення вибою долотами ріжучого типу, забезпечити ефективне ведення процесу буріння.

2. Наведені конструктивні і технологічні вимоги, що забезпечують ефективність застосування доліт ріжучого типу з врахуванням параметрів КНБК. Вказані шляхи використання розроблених аналітичних моделей та комп'ютерних програм.

3. Розроблений універсальний буровий амортизатор, в якому ефективність роботи досягається шляхом гасіння поздовжніх та крутильних коливань окремими пружними елементами незалежної дії. Експериментально визначені статичні складові крутильної і поздовжньої жорсткості пружних елементів амортизатора та наведена методика розрахунку динамічних складових відповідних жорсткостей. Попередні експлуатаційні випробування універсального бурового амортизатора показали його працездатність та ефективність.

## ОСНОВНІ ВИСНОВКИ

В даній роботі отримали подальший розвиток дослідження взаємодії озброєння долота ріжучого типу з вибоєм, вдосконалені аналітичні методи дослідження динаміки і ефективності роботи бурових механічних систем “порода – долото - бурильна колона – привід установки” і “порода – долото - вибійний двигун - бурильна колона” при поглибленні вертикальних свердловин, створена комп’ютерна програма і проведена оцінка впливу конструктивних параметрів долота, режиму буріння та параметрів ВЗП крутильних коливань на динаміку і ефективність роботи долота ріжучого типу і бурильної колони при бурінні.

1. Проведено аналіз досліджень пов’язаних з вивченням роботи доліт ріжучого типу та вказані шляхи вдосконалення існуючих моделей. Встановлено, що однією з основних причин руйнування озброєння долота та погіршення роботи бурильного інструменту є динамічні навантаження, що діють на долото в процесі буріння.

2. Виведено нову залежність зміни осьового навантаження на долото ріжучого типу від заглиблення з врахуванням конструктивних параметрів долота, фізико-механічних характеристик породи та перекриття площин різання сусідніми різцями долота. Встановлені функціональні залежності між зусиллями діючими на ріжучі елементи долота з використанням експериментальних характеристик процесу руйнування одиничними різцями.

3. Описана спільна робота долота ріжучого типу і бурильної колони в процесі роторного і турбінного способів буріння. Розроблені аналітична модель та алгоритм наближеного числового рішення рівнянь руху системи “долото ріжучого типу – вибійний двигун – бурильна колона” дозволяють визначати в будь-який момент часу динамічні параметри взаємодії долота ріжучого типу з вибоєм, кутові зміщення січень бурильної колони, величини динамічних крутних моментів на долоті, турбобурі і в січеннях бурильної колони, при зміні конструктивних параметрів долота, компоновки бурильної колони і режиму буріння на ефективність заглиблення вибою при бурінні вертикальної свердловини..

4. Встановлено, що з ростом осьового навантаження і твердості породи середнє значення крутного моменту зростає за залежністю близькою до лінійної. Розмах коливань  $A_m$  крутного моменту при бурінні пісковика та мармуру в режимі навантажень 10...30 кН, майже не змінюється. При збільшенні осьового навантаження  $P_{oc}$  від 30 до 100 кН розмах коливань  $A_m$  до  $P_{oc} = 80$  кН зростає, а потім зменшується. При рості твердості породи зберігається характер зміни  $A_m$ , при цьому максимальне значення  $P_{oc}$  переміщується в зону більшої осьової сили. Із збільшення витрат промивної рідини  $Q$  від 30 до 40 л/с, розмах коливань  $A_m$  крутного моменту зменшується в середньому на 25-30 %.

5. Включення в компоновку ВЗП не впливає на характер зміни величини середнього значення крутного моменту на долоті, при цьому гасяться низько-частотні коливання, зменшується розмах коливань крутного моменту. Коефіцієнт динамічності  $K_d$  по крутному моменту при встановленні ВЗП зменшується в 1,25-1,27 раз, в порівнянні із компоновкою без ВЗП.

6. Встановлено, що при розбурюванні мармуру долотом ДЛР-146 з осьовим навантаженням 20 кН, збільшення кількості ріжучих елементів на одній лінії різання до трьох приводить до зменшення коефіцієнту динамічності на 25% і росту енергоємності руйнування в 3 рази. Включення в компоновку ВЗП крутильних коливань при одному різці на лінії різання приводить, до зменшення  $K_d$  на 67% при збереженні величини енергоємності руйнування вибою..

7. Механічна швидкість  $V_m$  буріння при збільшенні осьового навантаження  $P_{oc}$  зростає до певного значення, пізніше настає стабілізація росту, а потім зменшення, особливо інтенсивне в області режиму близького до тормозного. Максимум  $V_m$  не співпадає з максимальною величиною заглиблення долота і зміщений відносно послідньої в зону малих навантажень.

При бурінні пісковика долотом ДРС 214,3 М-1 із збільшенням осьового навантаження  $P_{oc}$  від 10 до 70 кН, величина енергоємності руйнування  $E_p$  монотонно зростає від 32 кДж/м<sup>3</sup> до 90 кДж/м<sup>3</sup>, подальше збільшення осьового навантаження призводить до незначного зменшення величини  $E_p$ . При збільшенні

твердості руйнуючої породи якісна картина залежності  $E_p(P_{oc})$  не змінюється, максимум  $E_p$  переміщується в зону великих осьових навантажень.

8. Співставлення розрахункових залежностей з експериментальними даними, отриманими при стендових і промислових дослідженнях, дає основу твердити, що розроблені аналітичні моделі роботи долота ріжучого типу відтворюють фізичні процеси, що відбуваються в бурильному інструменті при поглибленні вибою свердловин. Отримані залежності дозволяють проводити оцінку динаміки і ефективності роботи доліт ріжучого типу при їх конструюванні і розробці технологій ефективного використання.

9. Створено новий віброзахисний пристрій - універсальний буровий амортизатор, ефективність роботи якого досягається шляхом гасіння поздовжніх і крутильних коливань окремими пружними елементами незалежної дії. Випробуваннями експериментального взірця в промислових умовах встановлена його працездатність і ефективність.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абдуллин Р.А., Сурикова О.А. Применение долот новых типов за рубежом. -М.: ВНИИОЭНГ, 1987. - 52 с. -(Обзор. информ./ВНИИОЭНГ, Сер. Бурения: По информ. обеспечению общесоюзн. науч.-техн. программ. Вып. 18).
2. Акчурин Х.И. Комплексные исследования, разработка долот и буроголовок режуще-скалывающего действия. - В кн. : Разрушение горных пород и бурение скважин. Докл. Пятой Всесоюзной научн. - техн. конф. - Уфа, 1990, т.1, с. 139-140.
3. Акчурин Х.И., Алексеев Л.А., Сакаев Р.М., Сукманский О.Б., Шарипов Н.Б. Влияние схемы размещения резцов на эффективность разрушения горной породы /Акчурин Х.И., Алексеев Л.А., Сакаев Р.М., и др. Сб.: Промывка и крепление скважин. -Уфа, 1987, с. 130-135.
4. Алексеев Ю.Ф. Современные методы прогнозирования физико-механических свойств горных пород и показателей работы долот.-М: ВНИИОЭНГ.-1973.- (ТНТО, сер. Бурение).-144 с.
5. Алексеев Л.А. К методике проектирования конструкции и режима обработки долот режуще-скалывающего действия. - В кн.: Разрушение горных пород и бурение скважин. Докл. Пятой Всесоюзн. научн.-техн. конф. -Уфа, 1990, т. 2, с. 37-40.
6. Аметов И.М. О динамических режимах при бурении. //Нефть и газ. - 1988, N 5, с.15-16.
7. Арцимович Г.Г. Механико - физические основы создания горного породоразрушающего инструмента.- Новосибирск: Наука,1985. - 263 с.
8. Бадовский Н.А. Технический прогресс в совершенствовании долот для бурения скважин. // Нефтяное хозяйство/, № 12, 1992. С.12-16.
9. Байдюк Б.В., Ефименко Б.П., Векерик В.И. Изучение механических свойств горных пород при различной длительности простого и сложного вдавливания //Разрушение горных пород при бурении скважин: Тез. докл. Всесоюзн. научн.-техн. конф. -Уфа.1973.- с.42-48.

10. Байдюк Б.В. Физико-механические основы процессов бурения скважин. - М.: ИРЦ Газпром, 1988, - 77 с.
11. Балицкий П.В. Взаимодействие бурильной колонны с забоем скважины. - М.: "Недра", 1975. - 293 с.
12. Балицкий П.В. Влияние амортизатора на колебательные процессы в бурильной колонне. Обз. инф. РНТС ВНИИОЭНГ., сер.Машины и НО, - 1981, № 9.
13. Барабашкин И.И, Кунцяк Я.В. О рациональной форме лопастей долот режущего действия //Нефт. хоз-во. - 1984. - Т3. - с. 13-17.
14. Бевзюк Ф.Г. Исследование влияния виброгасителя различной жесткости на гашение вибраций бурильной колонны. //Тр.ин-та/ УкрГИПРОНИИнефть. -1976. Вып. 17. с.57-58.
15. Борисов К.И., Сулакшин С.С. Исследование закономерностей разрушения горных пород резцами в динамическом режиме резания. - В сб.: Разрушение горных пород при бурении скважин: Материалы третьей Всесоюзной научно-технической конференции, ч.1. - Уфа: Башнипинефть, 1982, с. 137-140.
16. Бочковский А.М. О распределении осевой нагрузки по рабочей поверхности бурового инструмента //Сверхтвердые материалы. - Киев. - 1984. - с.28-31.
17. Бревдо Г.Д. Проектирование режима бурения, - М.: Недрa, 1988, - 200 с.
18. Блинов Г.А. Антивибрационные средства для алмазного геолого-разведочного бурения. - Л.: "Недрa", 1974.
19. Блохин В.С. Повышение эффективности бурового инструмента. - Киев: Техника, -1982.
20. Буровий амортизатор АБО-1. ВНИИОЭНГ, № 55(45), 1973. - 12с.
21. Вареник В.А., Векерик В.И., Мойсишин В.М. и др. Опыт применения амортизаторов для бурения скважин. Обз. инф. ЭИВНИИОЭНГ. сер. Бурение - 1987, № 9.
22. Векерик В.И. Совершенствование технологии углубления скважин изменением динамики работы бурильного инструмента. - Дисс. докт. техн. наук. - Уфа. - 1992.

23. Векерик В.И., Молдавцев С.А., Пицык Р.Л. Математическая модель колебаний сечений бурильной колонны с упруго-вязкими связями. Ивано-Франковск.,-1988. с.11 - Деп. в УкрНИИНТИ 15.08.88., N 1988.
24. Векерик В.І., Витязь О.Ю. Вплив кількості породоруйнівних елементів долота ріжучого типу на ефективність процесу буріння. Методи і засоби технічної діагностики: матеріали XVI міжнародної міжвузівської школи-семінару, Івано-Франківськ, ІФДТУНГ, 1999 р., - С. 342-347.
25. Векерик В.І., Витязь О.Ю., Мойсишин В.М., Борецький В.Г. Дослідження роботи універсального бурового амортизатора. . Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Держ. міжвід. наук.-техн. збірник: серія Буріння нафтових і газових свердловин, випуск 3 , Івано-Франківськ, 1998, вип.35 (том2), - С. 7-15.
26. Витязь О.Ю., Векерик В.І. Динамічність і ефективність заглиблення вертикальної свердловини роторним способом долотами ріжучого типу. Міжнародна науково-практична конференція «Проблеми і шляхи енергозабезпечення України», збірник статей Ч.2., Буріння нафтових і газових свердловин, м. Івано-Франківськ, 1995. С.110-118.
27. Витязь О.Ю., Векерик В.І. Динаміка долота ріжучого типу. Методи і засоби технічної діагностики: матеріали XII міжнародної міжвузівської школи-семінару, Івано-Франківськ, ІФДТУНГ, 1995 р., -С. 66-67.
28. Витязь О.Ю. Модель роботи бурильного інструменту при бурінні свердловини турбінним способом. Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Державний міжвідомчий науково-технічний збірник: серія Буріння нафтових і газових свердловин, випуск 33, Івано-Франківськ, 1996. -С.166-170.
29. Вовчановский И.Ф. Породоразрушающий инструмент на основе славутича для бурения глубоких скважин. -К: Наук.думка, 1979. - 210с.
30. Ворожцов М.И., Гусман А.М., Драганчук О.Т., Реутов В.А. Экспериментальные и теоретические исследования процесса разрушения горных пород алмазно-твердосплавными пластинами. – Труды ВНИИБТ – М., 1989, вып. 67. С. 131-147.
31. Владиславлев В.С. Разрушение пород при бурении скважин. - М.: Гостоптехиздат, 1958. - 241 с.



32. Вовчановский И.Ф. К теории расчета и построения схем размещения породоразрушающих элементов на рабочем торце долота истирающе-режущего типа. - В сб.: Разрушение горных пород инструментом из сверхтвердых материалов. - Киев, ИСМ, 1980, с.33-39.
33. Ганиев Р.Г. Исследование буровых породоразрушающих инструментов режуще-скалывающего и истирающе-режущего классов. //Нефтяное хозяйство, 1983, N 4. с.20-24.
34. Гаррет У.Р. Забойный амортизатор снижает стоимость бурения. // Нефтепромысловое дело., -1963, N 4, с.16-21.
35. Головин А.А., Муморцев А.Н., Полячек Д.Н. Исследование напряженного состояния бурильной колонны в нестационарных режимах при крутильных колебаниях. // Изв. вузов. Нефть и газ., 1978, N10, с. 20-24.
36. Григорян Н.А., Багиров Р.Е. Анализ процесса турбинного бурения. -М: Недра, 1982. - 208 с.
37. Григулецкий В.Г. Оптимальное управление при бурении скважин. - М: Недра, 1988. -232 с.
38. Григулецкий В.Г. Динамическое взаимодействие бурильной колонны с забоем вертикальной скважины. //Изв. вузов. Нефть и газ - 1978, N 3, с. 27-30.
39. Гержберг Ю.М., Долгий И.Е., Авакян Т.Г. Об эффективности наддолотных амортизаторов при бурении долотами режуще-истирающего типа. Сб. Технология бурения нефтяных и газовых скважин. Вып. 3, Уфа, - 1976.
40. Дейринг В., Ливсей С. Продольные и угловые колебания колонны бурильных труб при наличии демпфирования. //Тр. американского общества инженеров-механиков. Конструирование и технология машиностроения. 1968. -N 4.- с.37-47.
41. Деклараційний патент на винахід 29863 А «Амортизатор» Борецький В.Г., Векерик В.І., Витязь О.Ю.
42. Драганчук О.Т. Выбор рациональных конструктивных параметров долот оснащенных алмазотвердосплавными пластинами. - Дисс. ... канд.техн.наук. - Москва, 1990.

43. Драганчук О.Т., Эйгелес Р.М. Проблема оптимизации вооружения долот, оснащенных алмазно-твердосплавными пластинами. -Труды ВНИИБТ. -М., 1989, вып. 67, с. 96-109.
44. Драганчук О.Т., Эйгелес Р.М. Математическое моделирование работы режущих долот с целью совершенствования конструкции их вооружения. - В кн.: Разрушение горных пород и бурение скважин. Докл. Пятой Всесоюзной науч.-техн. конф. - Уфа, 1990, том 3, с. 79-82.
45. Злобин Б.А. Передовой опыт в роторном и турбинном бурении. - М.: Недра, 1984, 204 с.
46. Иоанесян Ю.Р., Кузин Б.В., Малышев Д.Г. Турбобуры с подшипниками качения - М: Недра, 1971.
47. Кагарманов Н.Ф. Научные основы проектирования долот непрерывного режуще-скалывающего действия. - Тр./ Башнипинефть, Уфа, 1983, вып.67.
48. Кагарманов Н.Ф. Влияние различных факторов на эффективность разрушения горных пород долотами режуще-скалывающего действия. - Сб.: Разрушение горных пород при бурении скважин: Материалы Третьей Всесоюзной научно-технической конференции, ч.1. - Уфа, 1982, с. 134-136.
49. Кагарманов Н.Ф., Мамбетов Р.М. О влиянии геометрических параметров бурового режущего инструмента на динамику разрушения забоя. - Тр. УНИ: Вопросы технологии бурения скважин и механики разрушения горных пород. - Уфа, 1972, вып. 11,с. 38-44.
50. Калинин С.Г. О необходимости применения упругого амортизатора в бурильной колонне. //Изв. вузов Нефть и газ, - 1963, N 2, с.14-23.
51. Катанов Б.А., Сафохин М.С. Режущий буровой инструмент. (Расчет и проектирование). -М.: Машиностроение, 1976.
52. Керимов З.Г. Динамические расчеты бурильной колонны. -М.: Недра, 1970. - 160с.
53. Керимов З.Г., Копылов В.Е. Исследование гашения виброгасителем колебаний бурильной колонны. -Изв.вузов, "Нефть и газ", 1971, N 4., с. 21-24.

54. Копылов В.Е., Артюшкин В.Н. Быстроразъемные и упругие соединения бурильных труб. – Тюмень, ТГУ, 1983. С.96.
55. Копылов В.Е., Гуреев И.Л. Акустическая система связи с забоем скважины при бурении. -М.: Недра, 1979.
56. Копылов В.Е., Чистяков Ю.А., Мухин Э.М. Вибрации при алмазном бурении. - М.: Недра, 1967, 128 с.
57. Корнилов Н.И. Технология бурения скважин алмазным инструментом при высокоскоростном бурении. -М.: Недра, 1978.
58. Керимов З.Г. Динамические расчеты бурильной колонны. - М., Недра, 1970.
59. Кулябин Г.А., Копылов В.Е. Измерение в скважине крутильных колебаний бурильного инструмента. //Изв. вузов. Нефть и газ., 1970, N 6, с. 33-36.
60. Кунцяк Я.В., Векерик В.И., Терентяк Р.Д. Исследование износостойкости и эффективности работы режущих кромок долот, имеющих различную платформу // РНТС ВНИИОЭНТ, Сер. Бурение. - 1979. Вып. 9. - с. 14-16.
61. Кунцяк Я.В., Агошашвілі Т.Г., Гаврилов Я.С., Мартинюк Д.М. Вплив кількості лопатей в породоруйнівних інструментах різальної дії на ефективність процесу буріння. // Нафтова і газова промисловість. 1995., № 3, с.19-21.
62. Красник В.Г. Закономерности процесса разрушения горных пород инструментом из поликристаллических сверхтвердых материалов. Дисс. док. техн. наук, Киев, - 1996.
63. Лебедев Н.Ф. Динамика гидравлических забойных двигателей. – М: Недра, 1981. – 251с.
64. Мавлютов М.Р. Разрушение горных пород при бурении скважин. - М.: Недра, 1978. - 215 с.
65. Мавлютов М.Р., Ганиев Р.Г., и др. Эффективность бурения скважин породоразрушающими инструментами режуще-скалывающего действия. // Изв. вузов " Нефть и газ", 1984, N 10, с.25-27.
66. Мавлютов М.Р., Ямалтдинов А.И., Сакаев Р.М. К методике выбора характеристик наддолотного амортизатора: Сб. Технология бурения нефтяных и газовых скважин. -Уфа, 1985.- с.21-26.

67. Мавлютов М.Р., Сакаев Р.М., Алексеев Л.А., Кагарманов Н.Ф. Исследование разрушения горных пород при одновременном воздействии на них двух резцов. - Тр. УНИ, Уфа, 1984.
68. Математическая модель разбуривания мягких пород фирмы АМОСО // ЭИ ВНИИОЭНГ/ Бурение. -1982. -N 14, с.9-12.
69. Макшанцев В.П., Потапов Ю.Ф. Эффективность применения забойных амортизаторов. - Тр. Тат НИИ, 1969, вып. 13, с. 33.
70. Мессер А.Г., Мокин Е.А. Совершенствование породоразрушающего инструмента режущего действия. //Газовая промышленность. - 1992, -N 3. с.15-16.
71. Микенберг А.М., Эйшинский А.М., Тарасенко А.А. Применение аналитических методов при проектировании бурильного инструмента режущего типа для разрушения крепких горных пород. // Строит. и дор. машины. - 1991, N 10, с.17.
72. Мирзаджанзаде А.Х., Керимов З.Г., Копейкис М.Г. Теория колебаний в нефтепромысловом деле. изд." Маариф",- Баку, 1976.
73. Мойсишин В.М. Крутильні коливання бурильної колони з амортизатором. // Нафтова і газова промисловість. 1993. -№ 2. -с.24-25.
74. Мойсишин В.М., Витязь О.Ю., Крихівський М.В. Визначення власних частот крутильних коливань багаторозмірної бурильної колони. Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Держ. міжвід. наук.-техн. збірник: сер. Буріння нафтових і газових свердловин, вип. 3, Івано-Франківськ, - 1998, вип.35 ( том2 ), - С. 26-34.
75. Мнацаканов А.В., Кинаш С.Н., Рябоконт А.А., Горонович С.Н. Испытание долот, оснащенных алмазно-твердосплавными пластинами. //Газовая промышленность. - 1989, N 2, с.18-19.
76. Некрасов А.М. О динамической составляющей осевой нагрузки при работе долот разных конструкций. // Нефтяное хозяйство – 1976, № 4. – с.21-25.
77. Остроушко Н.А. Разрушение горных пород при бурении. -М.: Госгеоиздат, 1952.
78. Павлова Н.Н, Шрейнер Л.А. Разрушение горных пород при динамическом нагружении. - М.: Недра., 1964.

79. Погарский А.А., Чефранов К.А., Шишкин О.П. Оптимизация процессов глубокого бурения. - М: Недра, 1981.-296 с.
80. Пехньо М.И., Цыхан А.И. Бурение нефтяных и газовых скважин с применением наддолотных амортизаторов. - Киев: Наукова думка, 1971. - 128 с.
81. Применение амортизирующих устройств при бурении скважин. ОИ ВНИИОУЭНП., серия «Бурение», вып. 14(76), М., 1984.
82. Разрушение горных пород механическими способами. Сб. АН СССР. под ред. Л.И. Барон. -М: изд. Наука,1966.
83. Разрушение горных пород. Труды ВНИИ буровой техники. Выпуск XXXIII. Под ред. Р.М. Эйгелеса. М. – 1975. 235 с.
84. Ромашов В.Н. Испытание долот режущего типа. // Газовая промышленность. - 1989. № 1, с. 24-25.
85. Ромашов В.Н. Некоторые результаты испытание долот режущего типа. Разрушение горных пород при бурении скважин. т.П., Уфа, - 1990.
86. Сароян А.Е. Теория и практика работы бурильной колонны. –М.: Недра, 1980. – 263 с.
87. Сачивко В.П. Повышение эффективности забойных амортизаторов для гашения вибраций при алмазном бурении. ЭИ. Серия: Техника и технология геологоразведочных работ; организация производства, № 126, ВИЭМС, 1970, 17с.
88. Сливак А.И., Попов А.Н. Разрушение горных пород при бурении скважин. - М.: Недра, 1986.
89. Симонов В.В., Юнин Е.К. Влияние колебательных процессов на работу бурильного инструмента. - М.: Недра, 1977. – 216 с.
90. Симонянц Л.Е. Разрушение горных пород и рациональная характеристика двигателей для бурения. -М.: Недра,1966. - 227 с.
91. Симонянц Л.Е., Некрасов А.М. Исследования долот различных конструкций на стенде. // РНТС Бурение. – № 5., 1967.
92. Селлами Х., Ферхерст К., Дельяк С., Дельбаст Б. Влияние напряжений в горной породе и давления бурового раствора на скорость проходки для долот с поликристаллическими алмазными вставками. - В кн.: Механика горных пород

применительно к проблемам разведки и добычи нефти: Пер. с англ. и фр./Под. ред В.Мори и Д.Фурментро. – М.: Мир, 1994. с.185-194.

93. Сологуб С.Я., Кожевников А.А Условие эффективности разрушения горных пород и прочности режущих элементов породоразрушающего инструмента при бурении скважин. -В кн.: Разрушение горных пород и бурение скважин. Докл. Пятой Всесоюзной научн.-техн.конф. -Уфа, 1990, т.1., с.75-78.

94. Ставрогин А.Н., Протосеня И.Н. Механика деформирования и разрушения горных пород. -М: Недра, 1992.

95. Султанов Б.З., Габрахимов М.С. Результаты бурения скважин с применением амортизатора крутильных колебаний. -Обз. инф. РНТС ВНИИ - ОЭНГ, сер. Бурение, 1980, № 6.

96. Султанов Б.З., Ишемгужин И .Х., Шаммасов И.Х. и др. Работа бурильной колонны в скважине. –М: Недра, 1973. – 216 с.

97. Суманеев Н.И. Возможности применения забойного амортизатора при алмазном бурении. - Бюл. ОНТИВИЭМС, 1964, N 6, с.12-14.

98. Фаджаев Т.Г., Агаев С.Г. Исследование динамики взаимодействия породоразрушающего инструмента с горными породами при глубоком бурении. //Изв. вузов. Нефть и газ. - 1971, N 6, - с.27-32.

99. Федоров В.С. Научные основы режимов бурения. Л., Гостоптехиздат, 1951, 248с.

100. Чефранов К.А. Регулирование процесса бурения. – М : Недра, 1972.

101. Шлык Ю.К., Мавлютов М.Р., Санников Р.Х. Механико-гидравлический канал связи с забоем при турбинном бурении. Тюмень, "Вектор Бук", 1999. - 200 с.

102. Шрейнер Л.А., Баландин П.С., Спивак А.И. Механические и абразивные свойства горных пород. -М: Гостоптехиздат, 1958. -210 с.

103. Щегольков Н.Н. Режущий инструмент. -М: Недра, 1985.

104. Эйгелес Р.М., Стрекалова Р.В. Расчет и оптимизация процессов бурения скважин. - М: Недра, 1977.

105. Эйгелес Р.М. Разрушение горных пород при бурении.-М.:Недра, 1971.-235 с.

106. Юнин Е.К. Низкочастотные колебания бурильного инструмента. - М: Недра, 1983. -132 с.
107. Backing up the PDC for faster and harder drilling. *Offshore Engineer*. 1987, V.1, № 6, p. 50.
108. Joelle Pierry & Robert Charlier. Finite element modelling of shear band localisation and application to rock cutting by a PDC tool. *MSM Department, University of Liege, Belgium*. Eurock '94, 1994 Balkema, Rotterdam.
109. Barmby R.P., Halnes P.A. PCD Bits in the Outback. *THE AREA Journal*, 1984, vol.24.,p.146-152.
110. Glowka D.A. Implications of Thtrminal Wear Phenomena for PDC Bit Design and Operation., paper SPE 14222 presented at the 1995, SPE Annual Technical Conference and Exhibition, Las Vegas, Sept., p. 22-25.
111. Glowka D.A. Design Considerations for a Hard-Rock PDC Drill Bit, *Trans. Geothermal Res. Council* (Aug. 1985). Vol. 9, p. 123-128.
112. Experimental Evaluations of Drill Bit and Drill String Dynamics. SPE 2832. Sep. 25-28, 1996.
113. Growden M. New PDC bit bites the Permian // *Southwest Oil World*. - 1988. - Vol.36, № 9. -p. 17-19.
114. Sneddon M.V., Hall D.R. Polycrystalline Diamond: Manufacture, Wear Mechanisms, and Implications for bit Design. // *Journal of Petroleum Technology*. December 1988, vol. 40, № 12, p. 1593 - 1601.
115. Vennin H.C. Diamond-bit technology pushes hydrolic, rotation limits. *Oil & Gas J.m* 1985, vol. 83, № 51, p. 55-58.

ДОДАТКИ



## Додаток А

### Підпрограма " DRILL"

```
uses Dos,Crt;
const
  NumM = 250;
  NumS = 20;
  PartInt = 6;          { Кількість цілих чисел на ввід }
  PartRel = 6;          { дрібна частина }
  PartAll = PartInt+PartRel; { загальна довжина числа }
var Xx,Yx,Vsd,M,N,S,i,j,k,Ch,LineCount,CountRes, SrCount : word;
    Ud,Gd,Wh,Det,Mtr,Mth,Is,Id,Iv,Msp,Arb,Mn,Fd0,Fd1,Fd2,
    Fv0,Fv1,Fv2,Trd,Zn,A11,A12,A22,Ad,Mt,Cd,C1,C2,Mtb,Pow,Um,
    Jd,Sq,Dd,Udr,Jdv,Wd1,Tt,Wv0,Wv1,Av,Md,G1,Pg,mu,d,Pk,SrMsp,
    SrWd1,SrMtb,SrMd,MinMsp,MinWd1,MinMtb,MinMd,MaxMsp,MaxWd1,
    MaxMtb,MaxMd,      : real;
    L,L1,L2,Uh,R,Tr,Pma,Pmi,Kp1,Kp2,Ltr,
    Ls, Lm, P, Msr      : array [1..NumM] of real;
    B, W, Mcj, Mc      : array [1..NumS] of real;
    Fi,Fo : text;
    Ustr,OutFile : string [80];
    Wx,OutRezec : boolean;

Label NewBeg;

procedure ReadVariable;
begin
  assign(Fi,ParamStr(1));
  {$I-} reset (Fi);
  {$I+} if IOResult<>0 then begin writeln('Не знайдено інформаційний файл ',
      ParamStr(1));
      Halt;
    end;

  if not Eof(Fi) then begin { ----- Читання змінних ----- }
  {$I-}
  readln(Fi,CountRes,Ustr,M,Ustr,S,Ustr,Pk,Ustr,Gd,Ustr,Ud,Ustr, Wh,Ustr,Mt,Ustr,Id,U
  str,Iv,Ustr,
      Trd,Ustr,Dd,Ustr,Ad,Ustr,Cd,Ustr,Pg,Ustr,mu,Ustr,d);
  {$I+} if IOResult<>0 then begin writeln('Помилка в інформаційному файлі, рядок
  1..12');
      Halt;
```

```

        end;
end;
for i:=1 to M do begin
{$I-} readln(Fi,L1[i],Ustr,L2[i],Ustr,R[i],Ustr,Pma[i],Ustr,Pmi[i],Ustr);
{$I+} if IOResult<>0 then begin writeln('Помилка в інформаційному файлі.');
```

Halt;

```

        end;
    end;
    Close(Fi);
end; { proc ReadVariable}

procedure Mat;
begin
    Det:=L1[1]/(2*Wh*R[1]);
    for i:=1 to M do begin
        L[i] :=L1[i]+L2[i];
        Uh[i] :=Wh*R[i];
        if (L1[i]=0) or (L2[i]=0) then writeln('Неправельні параметри, рядок ');
        Kp1[i]:=(Pma[i]-Pmi[i])/L1[i];
        Kp2[i]:=(Pma[i]-Pmi[i])/L2[i];
        Tp[i] :=L1[i]/(2*Uh[i]);
        if Det>Tp[i] then Det:=Tp[i];
    end;
    if Wx then write(' ');
        G1:=Pi/Trd;
        for k:=1 to S do begin
            W[k] :=G1*k;
            Mc[k]:=0;
        end;
        Mtr:=mu*(Pg-Gd)*d/2;
        Fd0:=0;
        Fv0:=0;
        Arb:=0;
        Mn :=0;
        Mth:=Mt/Wh;
        Is :=Id+Iv;
        Wv0:=Wh-Mtr/Mth;
        Fv1:=Wh*Det;
        Fd1:=Fv1;
        N :=Trunc(Trd/Det);
    if not OutRezec then
        Writeln(Fo,' N      Tt      Msp      Wd1      Mtb      Md');
        if Vsd=0 then Zn:=Is+Mth*Det
        else begin

```

```

    A11:=Id+Ad*Det;
    A12:=-Ad*Det;
    A22:=Iv+(Ad+Mth)*Det;
    Zn :=A11*A22-A12*A12;
end;
SrCount:=0;
SrMsp:=0;
SrWd1:=0;
SrMtb:=0;
SrMd :=0;

for j:=1 to N do begin
    Msp:=0;
    if OutRezec then
        if j/CountRes=j div CountRes then write(Fo,j:4,' ');
    for i:=1 to M do begin
        Ltr[i]:= Fd1*R[i];
        Ls[i] := Frac(Ltr[i]/L[i]);
        Lm[i] := Ls[i]*L[i];
        if Lm[i]>L1[i] then P[i]:=Pma[i]-Kp2[i]*(Lm[i]-L1[i])
            else P[i]:=Kp1[i]*Lm[i]+Pmi[i];
        Msr[i]:=P[i]*R[i];
        Msp :=Msp+Msr[i];
    end; {i}
    if OutRezec then
        if j/CountRes=j div CountRes then writeln(Fo);

if Vsd=0 then begin
    Fd2 := ((Mt-Mtr-Msp)*Det*Det+(2*Is+Mth*Det)*Fd1-Is*Fd0)/Zn;
    Fv2 := Fd2;
end
else begin
    C1 := (2*Id+Ad*Det-Cd*Det*Det)*Fd1+(Cd*Det-Ad)*Det*Fv1-Id*Fd0-
        Msp*Det*Det;
    C2 := ((Ad-Cd*Det+Mth)*Det+2*Iv)*Fv1+(Cd*Det-Ad)*Det*Fd1-
        Iv*Fv0+(Mt-Mtr)*Det*Det;
    Fd2:=(C1*A22-C2*A12)/Zn;
    Fv2:=(C2*A11-C1*A12)/Zn;
end;

Wv1 := (Fv2-Fv1)/Det;
Wd1 := (Fd2-Fd1)/Det;
if (Wv1<0) and (Wd1<0) then begin Writeln(Fo,' - Тормоз турбобура. ');
    Halt;

```

```

        end;
Mtb := Mt-Mth*Wv1;
  if Vsd=1 then Md:=Cd*(Fv1-Fd1)+Ad*(Wv1-Wd1)
  else begin
    Av:=(Wv1-Wv0)/Det;
    Md:=Mtb-Mtr-Iv*Av;
  end;
Pow := Md*Wd1;
  if j<N then Ch:=1 else Ch:=2;

  for k:=1 to S do begin
    B[k] :=W[k]*Det*j;
    Mcj[k]:=Mtb*cos(B[k]);
    Mc[k] :=Mc[k]+Mcj[k]/Ch;
  end;

  Arb :=Arb+Pow/Ch;
  Mn :=Mn+Mtb/Ch;
  Fd0 :=Fd1;
  Fd1 :=Fd2;
  Fv0 :=Fv1;
  Fv1 :=Fv2;
  Wv0 :=Wv1;
if j/CountRes=j div CountRes then begin
  Tt:=j*Det;
if not OutRezec then
  Writeln(Fo,j:4,' ',Tt:PartAll:PartRel,' ',Msp :PartAll:PartRel,' ',
  Wd1 :PartAll:PartRel,' ',Mtb :PartAll:PartRel,' ',
  Md :PartAll:PartRel);

if Tt>1 then begin
if SrCount=0 then begin
  MinMsp:=Msp;  MaxMsp:=Msp;
  MinWd1:=Wd1;  MaxWd1:=Wd1;
  MinMtb:=Mtb;  MaxMtb:=Mtb;
  MinMd:=Md;   MaxMd:=Md;
end;
SrMsp:=SrMsp+Msp;
SrWd1:=SrWd1+Wd1;
SrMtb:=SrMtb+Mtb;
SrMd :=SrMd+Md;
if MinMsp>Msp then MinMsp:=Msp;
if MaxMsp<Msp then MaxMsp:=Msp;
if MinWd1>Wd1 then MinWd1:=Wd1;

```

```

if MaxWd1<Wd1 then MaxWd1:=Wd1;
if MinMtb>Mtb then MinMtb:=Mtb;
if MaxMtb<Mtb then MaxMtb:=Mtb;
if MinMd>Md then MinMd:=Md;
if MaxMd<Md then MaxMd:=Md;
inc(SrCount);
end;
end; { end of loop for j }
SrMsp:=SrMsp/SrCount;
SrWd1:=SrWd1/SrCount;
SrMtb:=SrMtb/SrCount;
SrMd :=SrMd/SrCount;
Writeln(Fo,'-----');
Writeln(Fo,'Середнє значення   ',SrMsp :PartAll:PartRel,' ',
  SrWd1 :PartAll:PartRel,' ',SrMtb :PartAll:PartRel,' ',
  SrMd  :PartAll:PartRel);
Writeln(Fo,'Мінімальне значення ',MinMsp :PartAll:PartRel,' ',
  MinWd1 :PartAll:PartRel,' ',MinMtb :PartAll:PartRel,' ',
  MinMd  :PartAll:PartRel);
Writeln(Fo,'Максимальне значення ',MaxMsp :PartAll:PartRel,' ',
  MaxWd1 :PartAll:PartRel,' ',MaxMtb :PartAll:PartRel,' ',
  MaxMd  :PartAll:PartRel);
Writeln(Fo,'Розмах коливань      ',MaxMd-MinMd:PartAll:PartRel);
Writeln(Fo,'Коефіцієнт динамічності ',MaxMd/SrMd:PartAll:PartRel);
if Wx then write(' ');
  Mn :=Mn/N;
  Writeln(Fo, 'Постійний коефіцієнт в розкладі ',Mn:6:6);
  for k:=1 to S do begin
    Mc[k]:=2*Mc[k]/N;

    Writeln(Fo,'W (' ,k,') = ',W [k] :PartAll:PartRel);
    Writeln(Fo,'Mc(' ,k,') = ',Mc[k] :PartAll:PartRel);
  end;
Um :=(Ud*Fd0/(Trd*2*Pi))*3600;
Jd :=Arb*Det;
Sq :=Pi*Dd*Dd/4;
Udr:=Um*Trd*Sq;
Jdv:=Jd/Udr;
Writeln(Fo,'Заглиблення долота           ',Ud:10:6,' м');
Writeln(Fo,'Механічна швидкість буріння     ',Um:10:3,' м/ч');
Writeln(Fo,'Енергоємність                          ',Jdv :16:2,' Дж/куб.м');
end; { Mat }

begin { MAIN }

```

```

Vsd:=0;
if (ParamCount=0) then begin
    Writeln('Usage: AMV.EXE [Вхідний файл] [Вихідний файл]');
    Halt; end;
Wx:=false;
if ParamStr(2)='' then OutFile:='con' else begin OutFile:=ParamStr(2);
    Wx:=true;
    end;
assign (Fo,OutFile);
rewrite (Fo);
if Wx then begin write('Виконання: ');
    Yx:=wherey; Xx:=wherex;
    write(' ');
    gotoxy(Xx,Yx);
    write(' ');
    end;
NewBeg:
OutRezec:=false;
if Vsd=0 then writeln(Fo,'Разрахунок без ВЗП.') else
    writeln(Fo,'Розрахунок з ВЗП. ');
writeln(Fo,'Вихідні дані :');
writeln(Fo);
ReadVariable;
if Wx then write(' ');
Mat;
Outrezec:=true;
Mat;
if Wx then write(' ');
writeln(Fo,#12);
writeln(Fo,' Вхідні дані :');
writeln(Fo);
write(Fo,'Вид компоновки ');
if Vsd=0 then writeln(Fo,'Без ВЗП.') else writeln(Fo,'з ВЗП. ');
writeln(Fo,'Діаметр долота м ',Dd:2:2);
writeln(Fo,'Час роботи долота с ',Trd:5:1);
writeln(Fo,'Кількість різців ',M);
writeln(Fo,'Осьове навантаження на долото, Н ',Gd:PartInt:2);
writeln(Fo,'Холості оберити вала турбобура, рад/с ',Wh:PartInt:2);
writeln(Fo,'Жорсткість ВЗП, Нм/рад ',Cd:PartInt:2);
writeln(Fo,'Коефіцієнт демпфування, Нмс ',Ad:PartInt:PartRel);
for j:=1 to M do begin
writeln(Fo,'Різець ',j:3,' Мах. зусилля на різці, Н ',Pma[j]:PartInt:0);
writeln(Fo,' Min. зусилля на різці, Н ',Pmi[j]:PartInt:0);
writeln(Fo,' Переміщення до сколу, м ',L1 [j]:PartInt:5);

```

```

writeln(Fo,'      Переміщення під час сколу, м      ',L2 [j]:PartInt:5);
writeln(Fo,'      Відстань до осі долота, м      ',R [j]:PartInt:5);
end;
writeln(Fo,#12);
if Vsd=0 then begin inc(Vsd); goto NewBeg; end;
Close(Fo);
if Wx then write(' ');
writeln(' 100%');
Sound(800); delay(300); NoSound;

end.

```

### Приклад формування вхідного файлу var.N

50	- Krok	(Величина кроку інтегрування)
35	- M	(Кількість різців на долоті, шт.)
16	- S	(Кількість гармонік, шт.)
80000	- Gd	(Осьове навантаження на долото, Н)
0.002	- Ud	(Заглиблення долота, м)
76.4	- Wh	(Холості оберти вала турбобура, рад/с)
6600	- Mt	(Тормозний момент на турбобурі, Нм)
5.740	- Id	(Момент інерції долота, кг/м <sup>2</sup> )
12.1	- Iv	(Момент інерції вала турбобура, кг/м <sup>2</sup> )
3	- Trd	(Час роботи долота, сек.)
0.212	- Dd	(Діаметр долота, м)
50	- Ad	(Коефіцієнт в'язкого тертя ВЗП, Нмс/рад)
20e5	- Cd	(Коефіцієнт жорсткості ВЗП, нм/рад)
130e3	- Pg	(Гідравлічне зусилля на опорі турбобура, Н)
0.02	- mu	(Коефіцієнт тертя кочення)
0.16	- d	(Діаметр отвору підшипника турбобура, м)
0.0012	- L1 [m]	(Переміщення m-го різця до сколу, м)
0.0030	- L2 [m]	(Переміщення m-го різця після сколу, м)
0.0040	- R [m]	(Радіус встановлення m-го різця відносно осі долота, м)
3200	- Pma [m]	(Максимальне горизонтальне зусилля на m-ний різець, Н)
1370	- Pmi [m]	(Мінімальне горизонтальне зусилля на m-ний різець, Н)

## Додаток Б

### Підпрограма "BUS"

```
{ $A+,B-,D+,E-,F-,G+,I+,L+,N-,O-,R-,S+,V+,X- }
{ $M 16384,0,655360 }
uses Dos,Crt,Komplex;
const Nmax=16; { Максимальна кількість гармонік }
      Mmax=8;   { Максимальна к-сть секцій бурильної колони }
      Zmax=50;  { Максимальна к-сть січень бурильної колони }
      Toch=0.02; { Крок }
      Tmax=3.0; { Час роботи }

type KompArray1 = array [1..2,1..Mmax,1..Nmax] of real;
   KompArray2 = array [1..2,1..Nmax      ] of real;
   KompArray3 = array [1..2              ] of real;

var L,J,K,Dt,N,M           : integer; { N max=25, M max=200 }
    Ds,S,Z,Xold,Yold      : byte;
    Is,As,Cs,It,At,Ct,Qr,E1,E2,Cd,Cm,Sd,Sm,
    Ed,Em,Ud,Um,Xd,Xm,Ld,Fmax,Mommax,Fs,Ms,
    t, Fit, Mt, SumFit, SumMt : real;
    W,Mc                   : array [1..Nmax] of real;
    G,P,Ls,Az,C,A,Ic,Fr    : array [1..Nmax] of real;
    Lr                     : array [1..Zmax] of real;
    F,Fx                   : text;
    B,Nu,Kz,Gn,Tn,Bf,Bm, Bff, Bmm : KompArray1;
    Ft                     : KompArray2;
    Ca,Ir,X1,X2,Iz,Ar,Zm   : KompArray3;
    Lb : array [1..Mmax] of real;
    Des : word;

procedure Out(A:string; R:real);
begin
  TextColor(Green);
  write(A,'=');
  TextColor(lightred);
  writeLn(R:16:10);
  TextColor(white);
end;

procedure ExitProg(A:byte;B:word);
begin
  case A of
  0 : writeln('Exit Ok.');
```



```

1 : writeln('Not enough memory for dinamic variable"s. ');
2 : writeln('Divizion by Zero in form: ',B);
3 : writeln('Operand under SQRТ is <= Zero in form: ',B);
4 : writeln('Illegal File Name');
10: writeln('Illegal output file name');
end;
Halt;
end;

```

```

function Tan(X:real):real;
begin
  Tan:=sin(X)/cos(X);
end;

```

```

procedure ReadFile;
begin
  assign(F,ParamStr(1));
  {$I-} reset (F);
  {$I+} if IOResult<>0 then ExitProg(4,0);
  if not Eof(F) then begin
    ReadLn(F,Qr); Dt:=round(Qr);
    ReadLn(F,Qr); N :=round(Qr);
    ReadLn(F,Qr); M :=round(Qr);
    ReadLn(F,Is);
    ReadLn(F,As);
    ReadLn(F,Cs);
    ReadLn(F,It);
    ReadLn(F,At);
    ReadLn(F,Ct);
    for j:=1 to N do begin
      ReadLn(F,W[j],Mc[j]); Mc[j]:=abs(Mc[j]);
    end;
    for j:=1 to M do
      begin
        ReadLn(F,G [j]);
        ReadLn(F,P [j]);
        ReadLn(F,Ls[j]);
        ReadLn(F,Az[j]);
        ReadLn(F,Ds);
        ReadLn(F,C [j]);
        ReadLn(F,A [j]);
        ReadLn(F,Ic[j]);
        ReadLn(F,Fr[j]);
        ReadLn(F,Lb[j]);
      end;
    end;

```

```

end;
  ReadLn(F,Qr);  Z:=round(Qr);
  for j:=1 to Z do  ReadLn(F,Lr[j]);
end else writeln('Помилка у вхідному файлі');
end; { ReadFile }

```

```

begin
Xold:=wherex; Yold:=wherey;
writeln('BUS -->');
writeln('Dinamic variables reset');
if ParamStr(2)=" then assign(Fx,'CON') else
assign(Fx,ParamStr(2));
rewrite(Fx);
ReadFile;
writeln('Input variables readed');
for K:=1 to M do
  for J:=1 to N do begin
    if Az[K]=0 then ExitProg(2,1);

```

```

{ 1 } Nu[1,K,J]:=K_Sqrt(1,sqr(W[j]),-W[j]*Lb[K]);
{ 2 } Nu[2,K,J]:=K_Sqrt(2,sqr(W[j]),-W[j]*Lb[K]);
  if Nu[2,K,J]=0 then ExitProg(2,3);
{ 3 } Nu[1,K,J]:=K_Div(1,Nu[1,K,J],sqr(Az[K]),Nu[2,K,J],0);
{ 4 } Nu[2,K,J]:=K_Div(2,Nu[1,K,J],sqr(Az[K]),Nu[2,K,J],0);
{ 5 } Gn[1,K,J]:=K_Mul(1,G[K]*P[K],Nu[1,K,J],0,Nu[2,K,J]);
{ 6 } Gn[2,K,J]:=K_Mul(2,G[K]*P[K],Nu[1,K,J],0,Nu[2,K,J]);
end;

```

```

  for J:=1 to N do begin
{ 7 } Iz[1]:=Is*sqr(W[j])-Cs;
{ 8 } Iz[2]:=-W[J]*As;
{ 9 } Ed:=K_Div(1,Gn[1,M,J],Iz[1],Gn[2,M,J],Iz[2]);
{10} Em:=K_Div(2,Gn[1,M,J],Iz[1],Gn[2,M,J],Iz[2]);
{11} Ud:=K_Atn(1,Ed,Em);
{12} Um:=K_Atn(2,Ed,Em);
{13} Ed:=K_Mul(1,Nu[1,M,J],Ls[M],Nu[2,M,J],0);
{14} Em:=K_Mul(2,Nu[1,M,J],Ls[M],Nu[2,M,J],0);
{15} Kz[1,M,J]:=K_Sub(1,Ud,Ed,Um,Em);
{16} Kz[2,M,J]:=K_Sub(2,Ud,Ed,Um,Em);
end;

```

```

  for L:=1 to M-1 do begin
K:=M-L;
  for J:=1 to N do begin

```

```

Ed:=K_Mul(1,Nu[1,K+1,J],Ls[K],Nu[2,K+1,J],0);
Em:=K_Mul(2,Nu[1,K+1,J],Ls[K],Nu[2,K+1,J],0);
Ud:=K_Add(1,Ed,Kz[1,K+1,J],Em,Kz[2,K+1,J]);
Um:=K_Add(2,Ed,Kz[1,K+1,J],Em,Kz[2,K+1,J]);
Tn[1,K+1,J]:=K_Tan(1,Ud,Um);
Tn[2,K+1,J]:=K_Tan(2,Ud,Um);
Ed:=K_Mul(1,Gn[1,K,J],Tn[1,K+1,J],Gn[2,K,J],Tn[2,K+1,J]);
Em:=K_Mul(2,Gn[1,K,J],Tn[1,K+1,J],Gn[2,K,J],Tn[2,K+1,J]);
Ud:=K_Div(1,Ed,Gn[1,K+1,J],Em,Gn[2,K+1,J]);
Um:=K_Div(2,Ed,Gn[1,K+1,J],Em,Gn[2,K+1,J]);
case Ds of
1 : begin
Kz[1,K,J]:=K_Atn(1,Ud,Um);
Kz[2,K,J]:=K_Atn(2,Ud,Um);
end;
2 : begin
Ca[1]:=C[K];
Ca[2]:=W[J]*A[K];
Xd:=K_Div(1,Gn[1,K,J],Ca[1],Gn[2,K,J],Ca[2]);
Xm:=K_Div(2,Gn[1,K,J],Ca[1],Gn[2,K,J],Ca[2]);
Ed:=K_Sub(1,Ud,Xd,Um,Xm);
Em:=K_Sub(2,Ud,Xd,Um,Xm);
Kz[1,K,J]:=K_Atn(1,Ed,Em);
Kz[2,K,J]:=K_Atn(2,Ed,Em);
end;
3 : begin
Ir[1]:=Ic[K]*sqr(W[J]);
Ir[2]:=-W[J]*Fr[K];
Ed:=K_Mul(1,Ir[1],Tn[1,K+1,J],Ir[2],Tn[2,K+1,J]);
Em:=K_Mul(2,Ir[1],Tn[1,K+1,J],Ir[2],Tn[2,K+1,J]);
Xd:=K_Sub(1,Ud,Ed,Um,Em);
Xm:=K_Sub(2,Ud,Ed,Um,Em);
Kz[1,K,J]:=K_Atn(1,Xd,Xm);
Kz[2,K,J]:=K_Atn(2,Xd,Xm);
end;
end;
Ud:=K_Mul(1,Nu[1,K,J],Ls[K],Nu[2,K,J],0);
Um:=K_Mul(2,Nu[2,K,J],Ls[K],Nu[2,K,J],0);
Kz[1,K,J]:=K_Sub(1,Kz[1,K,J],Ud,Kz[2,K,J],Um);
Kz[2,K,J]:=K_Sub(2,Kz[1,K,J],Ud,Kz[2,K,J],Um);
end; { J }
end; { L }
for J:=1 to N do begin

```

```

Sd:=K_Sin(1,Kz[1,1,J],Kz[2,1,J]);
Sm:=K_Sin(2,Kz[1,1,J],Kz[2,1,J]);
Cd:=K_Cos(1,Kz[1,1,J],Kz[2,1,J]);
Cm:=K_Cos(2,Kz[1,1,J],Kz[2,1,J]);
if Dt=1 then
begin
Ar[1]:=Ct;
Ar[2]:=W[J]*At;
Xd:=K_Mul(1,Ar[1],Sd,Ar[2],Sm);
Xm:=K_Mul(2,Ar[1],Sd,Ar[2],Sm);
Xd:=K_Mul(1,It*sqr(W[J]),Xd,0,Xm);
Xm:=K_Mul(2,It*sqr(W[J]),Xd,0,Xm);
Ud:=K_Sub(1,Ar[1],-It*sqr(W[J]),Ar[2],0);
Um:=K_Sub(2,Ar[1],-It*sqr(W[J]),Ar[2],0);
Ud:=K_Mul(1,Ud,Cd,Um,Cm);
Um:=K_Mul(2,Ud,Cd,Um,Cm);
Ud:=K_Mul(1,Gn[1,1,J],Ud,Gn[2,1,J],Um);
Um:=K_Mul(2,Gn[1,1,J],Ud,Gn[2,1,J],Um);
Zm[1]:=K_Add(1,Xd,Ud,Xm,Um);
Zm[2]:=K_Add(2,Xd,Ud,Xm,Um);
Ud:=K_Mul(1,Mc[J],Ar[1],0,Ar[2]);
Um:=K_Mul(2,Mc[J],Ar[1],0,Ar[2]);
B[1,1,J]:=K_Div(1,Ud,Zm[1],Um,Zm[2]);
B[2,1,J]:=K_Div(2,Ud,Zm[1],Um,Zm[2]);
Ed:=K_Mul(1,Ar[1],Sd,Ar[2],Sm);
Em:=K_Mul(2,Ar[1],Sd,Ar[2],Sm);
Ud:=K_Mul(1,Gn[1,1,J],Cd,Gn[2,1,J],Cm);
Um:=K_Mul(2,Gn[1,1,J],Cd,Gn[2,1,J],Cm);
Ed:=K_Sub(1,Ed,Ud,Em,Um);
Em:=K_Sub(2,Ed,Ud,Em,Um);
Xd:=K_Mul(1,Mc[J],Ed,0,Em);
Xm:=K_Mul(2,Mc[J],Ed,0,Em);
Ft[1,j]:=K_Div(1,Xd,Zm[1],Xm,Zm[2]);
Ft[2,j]:=K_Div(2,Xd,Zm[1],Xm,Zm[2]);
end
else
begin
Ed:=K_Mul(1,It*sqr(W[J]),Sd,0,Sm);
Em:=K_Mul(2,It*sqr(W[J]),Sd,0,Sm);
Ud:=K_Mul(1,Gn[1,1,J],Cd,Gn[2,1,J],Cm);
Um:=K_Mul(2,Gn[1,1,J],Cd,Gn[2,1,J],Cm);
Xd:=K_Add(1,Ed,Ud,Em,Um);
Xm:=K_Add(2,Ed,Ud,Em,Um);
B[1,1,J]:=K_Div(1,Mc[J],Xd,0,Xm);

```

```

    B[2,1,J]:=K_Div(2,Mc[J],Xd,0,Xm);
    Ft[1,j]:=B[1,1,J];
    Ft[2,j]:=B[2,1,J];
end;
end; { J }
for K:=1 to M-1 do
for J:=1 to N do begin
X1[1]:=K_Mul(1,Nu[1,K,J],Ls[K],Nu[2,K,J],0);
X1[2]:=K_Mul(2,Nu[1,K,J],Ls[K],Nu[2,K,J],0);
X1[1]:=K_Add(1,X1[1],Kz[1,K,J],X1[2],Kz[2,K,J]);
X1[2]:=K_Add(2,X1[1],Kz[1,K,J],X1[2],Kz[2,K,J]);
X2[1]:=K_Mul(1,Nu[1,K+1,J],Ls[K],Nu[2,K+1,J],0);
X2[2]:=K_Mul(2,Nu[1,K+1,J],Ls[K],Nu[2,K+1,J],0);
X2[1]:=K_Add(1,X1[1],Kz[1,K+1,J],X1[2],Kz[2,K+1,J]);
X2[2]:=K_Add(2,X1[1],Kz[1,K+1,J],X1[2],Kz[2,K+1,J]);
if Ds=2 then begin
Cd:=K_Cos(1,X1[1],X1[2]);
Cm:=K_Cos(2,X1[1],X1[2]);
Ud:=K_Mul(1,Gn[1,K,J],Cd,Gn[2,K,J],Cm);
Um:=K_Mul(2,Gn[1,K,J],Cd,Gn[2,K,J],Cm);
Ud:=K_Mul(1,B[1,K,J],Ud,B[2,K,J],Um);
Um:=K_Mul(2,B[1,K,J],Ud,B[2,K,J],Um);
Cd:=K_Cos(1,X2[1],X2[2]);
Cm:=K_Cos(2,X2[1],X2[2]);
Ed:=K_Mul(1,Gn[1,K+1,J],Cd,Gn[2,K+1,J],Cm);
Em:=K_Mul(2,Gn[1,K+1,J],Cd,Gn[2,K+1,J],Cm);
B[1,K+1,J]:=K_Div(1,Ud,Ed,Um,Em);
B[2,K+1,J]:=K_Div(2,Ud,Ed,Um,Em);
end
else
begin
Sd:=K_Sin(1,X1[1],X1[2]);
Sm:=K_Sin(2,X1[1],X1[2]);
Xd:=K_Sin(1,X2[1],X2[2]);
Xm:=K_Sin(2,X2[1],X2[2]);
Ed:=K_Div(1,Sd,Xd,Sm,Xm);
Em:=K_Div(2,Sd,Xd,Sm,Xm);
B[1,K+1,J]:=K_Mul(1,B[1,K,J],Ed,B[2,K,J],Em);
B[2,K+1,J]:=K_Mul(2,B[1,K,J],Ed,B[2,K,J],Em);
end;
end; { J }
Des:=0;
for S:=1 to Z do
begin

```

```

Ld:=0;
K:=0;
repeat
  inc(K);
  Ld:=Ld+Ls[K];
until Ld>=Lr[Z];
Fmax :=0;
Mommax :=0;
writeln(Fx,' Інтервал ',S,' Довжина інтервалу : ',Lr[S]:4:0,' м');
writeln(Fx,' t      Fit      Mt');
Des:=0;
SumFit:=0;
SumMt:=0;
t:=0;
repeat { t }
  Fit:=0;
  Mt:=0;
  for j:=1 to n do
    begin
      Ud:=K_Mul(1,Nu[1,K,J],Lr[S],Nu[2,K,J],0);
      Um:=K_Mul(2,Nu[1,K,J],Lr[S],Nu[2,K,J],0);
      Ud:=K_Add(1,Ud,Kz[1,K,J],Um,Kz[2,K,J]);
      Um:=K_Add(2,Ud,Kz[1,K,J],Um,Kz[2,K,J]);
      Ed:=Ud;
      Em:=Um;
      Ud:=K_Sin(1,Ud,Um);
      Um:=K_Sin(2,Ud,Um);
      Bf[1,K,J]:=K_Mul(1,B[1,K,J],Ud,B[2,K,J],Um);
      Bf[2,K,J]:=K_Mul(2,B[1,K,J],Ud,B[2,K,J],Um);
      Ud:=K_Cos(1,Ed,Em);
      Um:=K_Cos(2,Ed,Em);
      Cd:=K_Mul(1,B[1,K,J],Nu[1,K,J],B[2,K,J],Nu[2,K,J]);
      Cm:=K_Mul(2,B[1,K,J],Nu[1,K,J],B[2,K,J],Nu[2,K,J]);
      Bm[1,K,J]:=K_Mul(1,Ud,Cd,Um,Cm);
      Bm[2,K,J]:=K_Mul(2,Ud,Cd,Um,Cm);
      Fs:=sqrt( sqr(Bf[1,K,J])+ sqr(Bf[2,K,J]));
      Ms:=sqrt( sqr(Bm[1,K,J])+ sqr(Bm[2,K,J]));
    if Des=0 then begin
      writeln(Fx,j:2,' Fs=',Fs:12:6,' ',Ms=',Ms:12:6);
    end;
      Fmax:=Fmax+Fs;
      Mommax:=Mommax+G[K]*P[K]*Ms;
      Ud:=cos(w[j]*t);
      Um:=sin(w[j]*t);
    end
  end

```

```

Bff[1,K,J]:=K_Mul(1,Bf[1,K,J],Ud,Bf[2,K,J],Um);
Bff[2,K,J]:=K_Mul(2,Bf[1,K,J],Ud,Bf[2,K,J],Um);
Fit:=Fit+Bff[1,K,J];
Bmm[1,K,J]:=K_Mul(1,Bm[1,K,J],Ud,Bm[2,K,J],Um);
Bmm[2,K,J]:=K_Mul(2,Bm[1,K,J],Ud,Bm[2,K,J],Um);
Mt:=Mt+Bmm[1,K,J];
end; { for j:=}
Mt:=Mt*G[K]*P[K];
gotoxy(1,Yold); write('інтервал:',S:2,' Час: ',t:3:2);
inc(Des);
writeln(Fx,' ',t:6:4,' ',Fit:12:6,' ',Mt:12:6);
SumFit:=SumFit+Fit;
SumMt :=SumMt +Mt;
t:=t+Toch;
until t>Tmax;
writeln(Fx,'Середнє: ',SumFit/(Tmax/Toch):12:6,' ',SumMt/(Tmax/Toch):12:6);
Fmax:=Fmax/(Tmax/Toch);
writeln(Fx);
writeln(Fx,'Fmax, рад(град) =',Fmax:8:6,' (',Fmax*180/Pi:8:6,')');
writeln(Fx,' Mommax =',Mommax/(Tmax/Toch):8:6);
writeln(Fx);
end; { for S:=}

Close(F);
writeln(Fx,'End of result. ');
Close(Fx);
gotoxy(1,Yold); ClrEol; writeLn('Ok');

end.

```

### Приклад формування вхідного файла var.N

0	- Dt (Вид з'єднання корпусу турбобура з бурильною колоною)
12	- N (Кількість гармонік, шт.)
2	- M (Кількість секцій бурильної колони, шт)
68	- Is (Момент інерції шестерні ротора, кг/м <sup>2</sup> )
50	- As (Коеф. в'язкого тертя шестерні, Нмс/рад)
2e9	- Cs (Коеф. жорсткості шестерні, Нм/рад)
8.62	- It (Момент інерції корпусу турбобура, Н/м <sup>2</sup> )
50	- At (Коеф. в'язкого тертя ВЗП над турбобуром, Нмс/рад)
2e6	- Ct (Коеф. жорсткості ВЗП над турбобуром, Нм/рад)

W (Частота коливань корпуса турбобура, с <sup>-1</sup> )		Mc (Амплітуда коливань корпуса турбобура, Нм)	
0.628		-74.381	
1.256		-70.899	
1.884		-65.671	
2.513		-59.615	
3.141		-53.345	
3.769		- 47.114	
4.398		- 41.436	
5.026		-36.423	
5.654		-31.985	
6.283		-28.279	
6.911		-24.820	
7.85e10	- G [1]	(Модуль зсува матеріала секції, Н/м <sup>2</sup> )	
2.63e-4	- P [1]	(Полярний момент інерції січення секції, м <sup>4</sup> )	
50	- Ls [1]	(Довжина секції бурильних труб, м)	
3750	- Az [1]	(Швидкість розповсюдження коливань в секції, м/с)	
1	- Ds [1]	(Вид з'єнання секції)	
0.5e6	- A [1]	(Коеф. в'язкого тертя ВЗП, Нмс/рад)	
50	- C [1]	(Коеф. жорсткості шестерні, Нм/рад)	
0.4	- Ic [1]	(Момент інерції калібратора, кг/м <sup>2</sup> )	
0.5	- Fr [1]	(Коеф. в'язкого тертя калібратора, кгмс/рад)	
1.52	- Lb [1]	(Коефіцієнт затухання крутильних коливань, с <sup>-1</sup> )	
5	- Z	(Кількість розрахункових січень бурильної колони)	



## Додаток В

### Визначення власних частот крутильних коливань багаторозмірної бурильної колони

При дослідженні перехідних процесів і резонансних режимів роботи бурової механічної системи потрібно в першу чергу визначитись з власними частотами [74]. Для їх знаходження у випадку крутильних коливань бурильної колони скористаємось розрахунковою схемою, поданою на рис.В.1. Вона включає обертальні елементи ротора 1 зі зведеним моментом інерції  $I_0$ , секції бурильних 2, 4 і обважнених бурильних 5, 7 труб, долото 8. На обертальні елементи ротора при заданій кутовій швидкості  $\omega_0$  діє момент сил опору, представлений коефіцієнтом  $H_0$ , а на долото з моментом інерції  $I_1$ - момент опору  $M_1$  з боку розбурюваних порід. Крім цього компоновка може включати віброзахисні 3 та опорно-центруючі пристрої, представлені кутовою жорсткістю  $k_1^\varphi$  у випадку ВЗП або полярним моментом інерції  $I_n$  і коефіцієнтом в'язкого тертя  $f_n^\varphi$  для центраторів і калібраторів.

Обертальний рух бурильної колони розіб'ємо на переносний, викликаний рівномірним обертанням ротора з кутовою швидкістю  $\omega_0$ , і відносний, пов'язаний з періодичними збурними моментами.

Кут повороту  $\varphi_k^e(x, t)$  при переносному русі подано сумою

$$\varphi_k^e(x, t) = \omega_0 t + \varphi_k^0(x), \quad (\text{В.1})$$

де  $\varphi_k^0(x)$ - початковий кут закручування  $x$ -перерізу колони силами опору, який визначається з рівняння

$$j_k G_k \frac{\partial^2 \varphi_k^e}{\partial x^2} = h_k \omega_0, \quad k = \bar{1}, l \quad (\text{В.2})$$

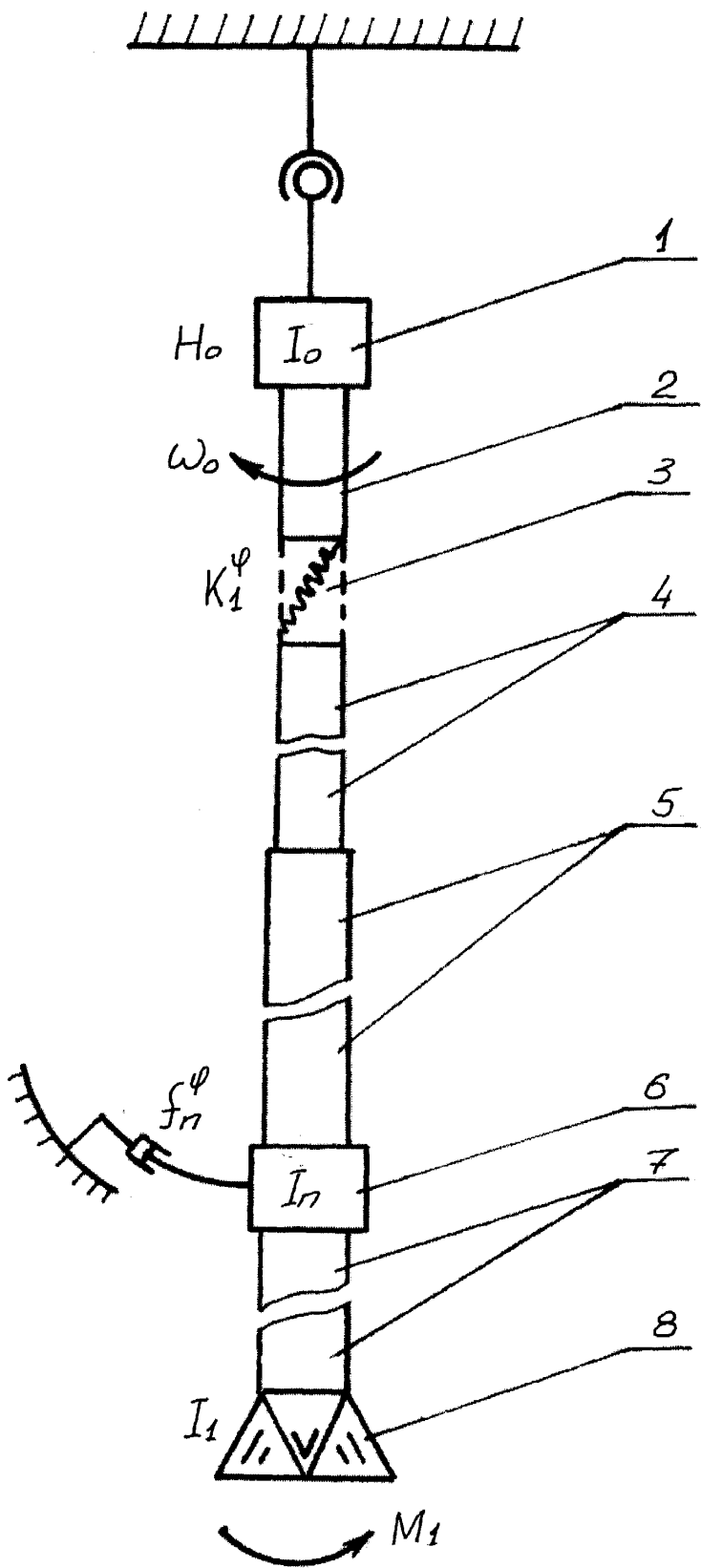


Рисунок В.1. Розрахункова схема для вивчення крутильних коливань бурильної колони.

при відповідних граничних умовах [74]. В рівнянні  $j_k$ ,  $G_k$ ,  $h_k$  - відповідно полярний момент інерції поперечного перерізу труб  $k$ -тої секції, модуль зсуву та коефіцієнт в'язкого тертя.

Сформулюємо задачу для переносного руху. У результаті додавання моментів, що діють на нескінченно малий елемент труби, приходимо до диференціального рівняння руху

$$j_k G_k \frac{\partial^2 \varphi_k^r(x, t)}{\partial x^2} - h_k \frac{\partial \varphi_k^r(x, t)}{\partial t} = j_k q_k \frac{\partial^2 \varphi_k^r(x, t)}{\partial t^2}, \quad k = \overline{1, l}; \quad (B.3)$$

де  $q_k$  - густина матеріалу труб  $k$ -тої секції;

$\varphi_k^r(x, t)$  - відносний кут повороту  $x$ -перерізу труб в момент часу  $t$ .

Крайові умови приймемо наступними:

- на усті свердловини

$$x = 0 \quad I_0 \frac{\partial^2 \varphi_1^r}{\partial t^2} = j_1 G_1 \frac{\partial \varphi_1^r}{\partial x} - H_0 \frac{\partial \varphi_1^r}{\partial t}, \quad (B.4)$$

- при наявності в місці з'єднання секцій віброзахисного пристрою

$$x = L_1 \quad k_1^\varphi (\varphi_1^r - \varphi_2^r) = j_1 G_1 \frac{\partial \varphi_1^r}{\partial x}, \quad j_1 G_1 \frac{\partial \varphi_1^r}{\partial x} = j_2 G_2 \frac{\partial \varphi_2^r}{\partial x}, \quad (B.5)$$

- при з'єднанні секцій без проміжних елементів

$$x = L_m \quad \varphi_m^r = \varphi_{m+1}^r, \quad j_m G_m \frac{\partial \varphi_m^r}{\partial x} = j_{m+1} G_{m+1} \frac{\partial \varphi_{m+1}^r}{\partial x}, \quad (B.6)$$

- за наявності в місці з'єднання секцій опорно-центруючого пристрою

$$x = L_n \quad \varphi_n^r = \varphi_{n+1}^r, \quad j_{n+1} G_{n+1} \frac{\partial \varphi_{n+1}^r}{\partial x} - j_n G_n \frac{\partial \varphi_n^r}{\partial x} = I_n \frac{\partial^2 \varphi_n^r}{\partial t^2} + f_n^\varphi \frac{\partial \varphi_n^r}{\partial t}, \quad (\text{B.7})$$

- на долоті

$$x = L_1 \quad - j_1 G_1 \frac{\partial \varphi_1(L_1, t)}{\partial x} = I_1 \frac{\partial^2 \varphi_1^r}{\partial t^2} + M_1, \quad (\text{B.8})$$

Початкові умови

$$\varphi_k^r(0, x) = \varphi_k^e(x), \quad \partial \varphi_k^r(0, x) / \partial t = \omega_0, \quad k = \overline{1, l}. \quad (\text{B.9})$$

Процес знаходження розв'язку поставленої задачі математичної фізики (B.3)–(B.9) можна розбити на два етапи: на першому з них шукаємо нетривіальні розв'язки, які б задовільняли крайові умови (B.4)–(B.8), тобто функції

$$U_{jk}(x, t) = [A_j T_{jk}^{(1)}(t) + B_j T_{jk}^{(2)}(t)] X_{jk}(x), \quad (\text{B.10})$$

а на другому підкладаємо (B.10) у початкові умови (B.9), знаходимо коефіцієнти  $A_j, B_j$ , й будуємо розв'язок поставленої мішаної задачі у вигляді ряду

$$U_k(x, t) = \sum_{j=1}^{\infty} [A_j T_{jk}^{(1)}(t) + B_j T_{jk}^{(2)}(t)] X_{jk}(x), \quad (\text{B.11})$$

Оскільки нас, в першу чергу, цікавлять власні частоти і власні форми крутильних коливань бурильної колони, то детальніше зупинимось на першому етапі.

Після відокремлення змінних з рівняння

$$j_k G_k \frac{\partial^2 X_{jk}(x)}{\partial x^2} + j_k q_k \omega_j^2 X_{jk}(x) = 0, \quad (\text{B.12})$$

знаходимо власні форми коливань

$$X_{jk}(x) = B_{jk} \sin(\eta_j x + b_{jk}), \quad (\text{B.13})$$

де  $\eta_j = \omega_j / c$ ;  $\omega_j$  - власна частота;

$c$  – швидкість поширення пружних хвиль;

$B_{jk}$ ,  $b_{jk}$  - сталі, що визначаються з крайових умов, переписаних з урахуванням (B.3).

Оскільки сталі  $B_{jk}$ ,  $b_{jk}$  визначаються за рекурентними формулами [74], то підкладаючи їх послідовно одна в одну приходимо до наступного частотного рівняння

$$\begin{aligned} \frac{j_1 G_1 \omega_j}{\omega_j^2 I_1 c} = \operatorname{tg} \left( \frac{\omega_j (L_1 - L_{1-1})}{c} + \operatorname{arccctg} \left( -\frac{\omega_j^2 I_{1-1} c}{j_1 G_1} + \frac{j_{1-1}}{j_1} \operatorname{ctg} \left( \frac{\omega_j (L_{1-1} - L_{1-2})}{c} + \right. \right. \right. \\ \left. \left. \left. + \operatorname{arccctg} \left( \frac{k_1^\varphi c}{j_2 G_2} + \frac{j_1}{j_2} \operatorname{ctg} \left( \frac{\omega_j L_1}{c} + \operatorname{arccctg} \frac{-\omega_j^2 I_0 c}{j_1 G_1 \omega_j} \right) \right) \dots \right) \right). \end{aligned} \quad (\text{B.14})$$

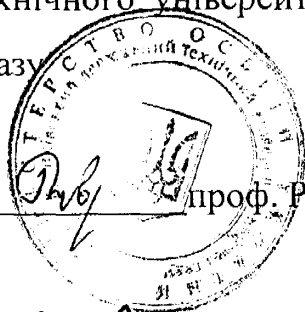
Графічний розв'язок частотного рівняння (B.13), в якому ліву частину позначено через  $Y_1(\omega)$ , а праву – через  $Y_2(\omega)$  показує, що старші, починаючи з другої, власні частоти орієнтовно можна прийняти кратними основній (першій). Така прикидка потрібна для того, щоб вказати початкові значення при чисельному розв'язуванні рівняння (B.13).

Зміна довжини обваженого низу бурильної колони на значеннях основної частоти позначається несуттєво, але зі збільшенням порядкового номера різниця у відповідних значеннях власних частот стає чим раз помітнішою. Цей факт на виражається у поступовому опусканні центрів симетрії тангенсоїд  $Y_2(\omega)$  нижче осі  $\omega\omega$ .

Оскільки частота крутильних автоколивань повністю визначається основною частотою крутильних коливань системи “долото-бурильна колона”, то цікаво співставити її заміряні і обчислені значення. Різницю теоретичних і експериментальних значень, що зростає в міру поглиблення вибою, слід віднести на рахунок дисипативних сил, які виникають при взаємодії викривлених у просторі труб із стінкою свердловини.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор по науковій роботі  
Івано-Франківського державного  
технічного університету нафти  
і газу



проф. Р.М.Кондрат

« 5 » Вересня 1997 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Генеральний директор  
АТ «Науково-дослідне і конструкторське  
бюро бурового інструменту»



к.т.н. Я. В. Кунцяк

Вересня 1997 р.

### Акт

передачі математичної моделі роботи бурильного  
інструменту при бурінні свердловини долотами  
ріжучого типу турбінним способом та пекету  
прикладних програм

Комісія в складі:

- голови комісії - к.т.н. ведучий науковий співробітник Гаврилов Я.С.  
члени комісії: - к.т.н. ведучий науковий співробітник Дубленич Ю.В.  
- к.т.н. ведучий науковий співробітник Сейфі Р.Н.  
- к.т.н. ведучий науковий співробітник Васильєв В.Г.  
- старший науковий співробітник Мартинюк Д.М.  
- науковий співробітник Витязь О.Ю.


склали даний акт в тому, що ІФДТУНГ передав АТ «НДІКБ бурового інструменту» для використання математичну модель роботи бурильного інс-

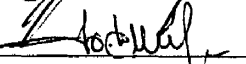
трументу при бурінні свердловин долотами ріжучого типу турбінним способом та пакет прикладних комп'ютерних програм для визначення впливу параметрів режиму буріння та крутильної жорсткості бурильної колони на динаміку і показники ефективності роботи доліт ріжучого типу при бурінні порід із заданими механічними характеристиками.

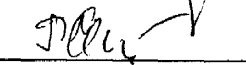
Математична модель та методика проведення вичислювального експерименту розроблені при виконанні дисертаційної роботи аспірантом Витязь О.Ю. (науковий керівник д.т.н., професор Векерик В.І.) і дозволяє аналітичним методом визначати динамічні параметри і показники ефективності роботи доліт ріжучого типу, а також оцінювати вплив конструктивних параметрів долота, параметрів режиму буріння та зміни жорсткості бурильної колони на динамічність і ефективність процесу заглиблення свердловини при бурінні турбінним способом.

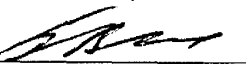
Адаптованість математичної моделі до реальних умов і працездатність прикладних програм обґрунтовано теоретичними дослідженнями та порівнянням результатів вичислювальних експериментів з експериментальними дослідженням проведеними в АТ «НДКБ бурового інструменту» с.н.с. Мартинюком Д.М.

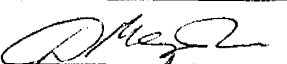
На основі даного акту Івано-Франківський державний технічний університет нафти і газу і АТ «НДКБ бурового інструменту» проводять спільні дослідження по вдосконаленню конструкцій доліт ріжучого типу і підбору оптимальних параметрів режиму їх роботи.

Голова комісії:  Гаврилов Я.С.

члени комісії:  Дубленич Ю.В.

 Сейфі Р.Н.

 Васильєв В.Г.

 Мартинюк Д.М.

\*  Витязь О.Ю.



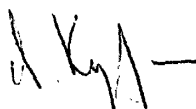
## ДОВІДКА

Видана в тому, що АТ «НДІКБ бурового інструменту» при конструюванні доліт віжучого типу (тип ІСМ АП) використовував результати теоретичних досліджень та пакет прикладних програм розроблених в Івано-Франківському державному технічному університеті нафти і газу при виконанні дисертаційної роботи аспірантом Витязь О.Ю. (науковий керівник д.т.н., професор Векерик В.І.) для оцінки впливу конструктивних параметрів на динамічність і ефективність процесу заглиблення долота.

Виготовлені долота пройшли випробування на родовищах АТ «Татнафта».

Генеральний директор

АТ «НДІКБ бурового інструменту»



Я.В.Кунцяк

Зав.конструкторсько-технологічним відділом



Д.М.Мартинюк

ЗАТВЕРДЖУЮ



Головний інженер  
підприємства «Укрбургаз»  
*Селв О.С.*  
О.С. Філь

« 11 » грудня 1997 р.

### ПРОТОКОЛ

попередніх експлуатаційних випробувань  
експериментального взірця універсального  
бурового амортизатора РДБК1

Комісія в складі:

голови комісії - Бойка П.Я. начальника технологічного відділу  
підприємства «Укрбургаз»;

членів комісії - Мацалака М.М. начальника технологічного відділу  
Хрестищенського УБР;

- Коблянського І.М. начальника бурової 21 Розумовка;

- Витязя О.Ю. наукового співробітника ІФДТУНГ

призначена наказом П «Укрбургаз» № 341 від 2 грудня 1997 р. провела попередні експериментальні випробування експериментального взірця універсального бурового амортизатора РДБК1 згідно затвердженої програми та методіки випробувань.

На випробування представленій універсальній буровій амортизатор РДБК1( діаметр 240 мм) призначений для захисту елементів бурильної колонни від поздовжніх та крутильних коливань при бурінні свердловин долотами різних типів.

Метою випробувань амортизатора РДБК1 є:

- визначення впливу амортизатора на зміну механічної швидкості та проходки на долото;

- визначення впливу амортизатора на зносостійкість опор та озброєння дол-

- визначення зміни рівня вібрації бурильної колонії при встановленні в компоновку низу бурильної колонії амортизатора.

Випробування проводились на Розумівському родовищі Хрестиненського УБР при бурінні свердловини № 21 в інтервалі 2650-3350м представленої кам'яновугільною системою: пісковиками, аргілітами, глинами.

Режим буріння: осьове навантаження 16-18 т., швидкість обертання 70-90 об/хв, витрати промивальної рідини 30 л/к.

Параметри бурового розчину:  $\gamma = 1.18 \frac{\text{г}}{\text{см}^3}$ ,  $T=40-50$  сек.,  $B = 4 - 6 \frac{\text{см}^3}{30 \text{хв}}$ , рН=9-10  $\Pi \leq 1\%$ .

Компоновка низу бурильної колонії: долото 11 5/8 F15H (фірми SMITH TUL), амортизатор РДБК1 ( $\phi$  240), ОБТ 203 - 9м, КЛС 295, ОБТ 203 - 18м, КЛС 295, ОБТ 203 - 100м, бур. труби 140\*127\*140.

### Результати випробувань

Аналіз даних по показниках заглиблення вибою в інтервалі 2753-2804м свердловини №21 Розумівка показує, що встановлення в КНБК амортизатора РДБК1 покращує ефективність процесу заглиблення.

Збільшення проходки на долото, а також зменшення показників зносу долота очевидно обумовлено збільшенням динамічних навантажень на опору та оброщення долота та більш ефективним використанням енергії коливань. Включення в компоновку амортизатора значно зменшує низькочастотні та високочастотні коливання верхньої частини бурильної колонії. Співставлення даних хронометражу добувань з амортизатором і без нього по зміні механічної швидкості буріння в залежності від заглиблення свердловини показало, що темп падіння швидкості буріння без амортизатора більш високий, ніж при бурінні з амортизатором РДБК1.

При огляді і перевірці амортизатора РДБК1 після першого добування (100 год) встановлено, що амортизатор повністю працездатний, знос корпусу відсутній, порожнина не розгерметизована, амортизатор зберігає осьову та крутильну податливість.

Про вплив амортизатора на роботу озброєння та опори долота свідчать дані наведені в табл. 1.

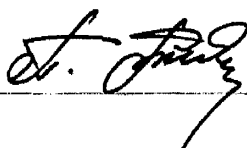
Табл. 1.

Тип долота	Інтервал буріння, м	Проходка, м	Час мех. буріння, год	К-сть сколів шт.	Знос озброєння, %	Люфт шарошток, мм			Вид компоновки
						1	2	3	
11 5/8 SVH	2469-2703	232	120	14	60	7	8	7	безВЗП
11 5/8 F15H	2753-2864	111	100	0	10	0	0	0	з ВЗП

Приведені вище результати свідчать про позитивний вплив амортизатора на зношування озброєння та опори долота.

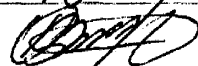
#### Висновки та пропозиції

1. Універсальний буровий амортизатор (регулятор динаміки бурильної колоні) РДБК1 включений в компоновку при бурінні свердловини №21 Розумівка значно зменшує поздовжні(осьові) та крутильні коливання бурильної колоні.
2. Амортизатор РДБК1 відповідає технічному завданню, закладені технічні рішення для роботи при одночасній дії осьових і крутильних коливань витримали випробування і рекомендуються для розробки в конструкторській документації.
3. По результатах випробувань провести доробку конструкторської документації бурового амортизатора РДБК1, виготовити дослідну партію і провести їх експлуатаційні випробування.

Голова комісії  - Бойко П.Я.

члени комісії  Мацалак М.М.

 Коблянський І.М.

 Витязь О.Ю.

ПІДПРИЄМСТВО «УКРБУРГАЗ»  
АТ «УКРГАЗПРОМ»

НАКАЗ

м.Красноград

№ 344

«12»

1997р.

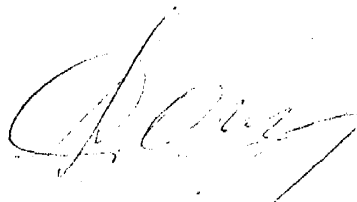
« Про проведення попередніх експлуатаційних випробувань універсального бурового амортизатора РДБК1»

Івано-Франківським державним технічним університетом нафти і газу розроблений і виготовлений дослідний взірець універсального бурового амортизатора РДБК1, який призначений для зниження осьових і крутильних коливань бурильної колони, зменшення в ній вібрацій та ударних навантажень при бурінні свердловин.

Для проведення попередніх експлуатаційних випробувань, **наказую:**

1. Призначити комісію в складі:
  - Бойко П.Я. -начальник технологічного відділу підприємства «Укрбургаз», голова комісії;
  - Мацалак М.М. - начальник технологічного відділу Хрестищенського УБР, член комісії;
  - Коблянський І.М. - начальник бурової №21 Розумовка, член комісії;
  - Витязь О.Ю. - науковий співробітник ІДНПТ ІФДТУП, член комісії.
2. Комісії в грудні 1997 р. провести попередні експлуатаційні випробування амортизатора РДБК1, згідно затвердженої програми і методики випробувань, в Хрестищенському УБР.
3. Результати випробувань оформити протоколом.

Генеральний директор  
П «Укрбургаз»



М.М.Яворський

