Івано-Франківський державний технічний
університет нафти і газу

На правах рукопису

МОЙСИШИН ВАСИЛЬ МИХАЙЛОВИЧ

ОСНОВИ МЕХАНІКИ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ПРИ ПОГЛИБЛЕННІ СВЕРДЛОВИН РОТОРНИМ СПОСОБОМ

Спеціальність 05.15.10 - Буріння свердловин

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Івано-Франківськ - 1996 р.

Дисертацією є рукопис

Робота виконана в Івано-Франківському державному технічному університеті нафти і газу (ІФДТУНГ).

Науковий консультант - доктор технічних наук, професор
ВЕКЕРИК Василь Іванович

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
КАЛІНІН Сергій Григорович

доктор технічних наук, професор
ОГОРОДНІКОВ Петро Іванович

доктор фізико-математичних наук, професор
ХОМЧЕНКО Анатолій Никифорович

Провідна організація - Український науково-дослідний інститут природних газів (м.Харків)

Захист відбудеться 24 жовтня 1996 р. о 14 год. 30 хв. на засіданні спеціалізованої вченої ради Д.09.02.05 в Івано-Франківському державному технічному університеті нафти і газу за адресою: 284018, Україна, м.Івано-Франківськ, вул.Карпатська,15.

З дисертацією можна ознайомитись в науково-технічній бібліотеці університету (вул.Карпатська,15).

Автореферат розісланий "20" вересня 1996 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради — ВЕКЕРИК Василь Іванович

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність проблеми. Потреби України в сировинних і паливно-енергетичних ресурсах вимагають значного розширення бурових робіт. Оскільки на сьогодні основним способом поглиблення свердловин залишається роторний, то актуальним є удосконалення техніки і технології роторного буріння, подальша розробка теорії та методів дослідження динамічної поведінки бурової механічної системи, способів знаходження власних частот і критичних навантажень як функцій параметрів бурильної колони, одержання якісних висновків і розрахункових формул для оцінки впливу на коливання і стійкість розглядуваної системи різноманітних факторів.

Не дивлячись на те, що розробці терії роботи бурильного інструменту в науковій літературі з гірничої справи відведено одне з чільних місць, цілий ряд питань механіки, зокрема, динамічна стійкість КНБК, сумісний вплив параметрів колони і амортизатора на ефективність віброзахисту й поглиблення свердловини, поперечні коливання компоновки, є маловивченими і потребують більш детального розгляду.

Особливої актуальності набуває розробка нової та ефективне використання раніше створеної техніки для здешевлення буріння і підвищення техніко-економічних показників будівництва свердловин в цілому.

Мета роботи. Підвищення ефективності поглиблення свердловин на основі вивчення стійкості та коливань бурильної колони, розробки теоретичних засад і створення технічних засобів зміни динаміки і напруженого стану компоновки.

Основні завдання досліджень:

I. Розв'язок загальної задачі стійкості та вивчення форм умовної рівноваги багаторозмірної бурильної колони.

2. Розробка узагальнених математичних моделей стаціонарних і нестаціонарних коливань бурильного інструменту, визначення динамічних складових зміщень, зусиль та напружень в поперечних перерізах компоновки.

3. Оцінка впливу параметрів елементів бурильної колони, характеристик і місця установки віброзахисних пристроїв на динамічність і ефективність роботи шарошкових доліт.

4. Аналітичне та експериментальне визначення областей динамічної стійкості обважненого низу компоновки з амортизатором і без нього.

5. Створення і впровадження в практику будівництва свердловин технічних пристроїв та методик їх використання для зміни динаміки і напруженого стану бурильної колони, підвищення надійності і терміну служби елементів компоновки.

6. Удосконалення технології відробки шарошкових доліт при бурінні свердловин роторним способом на основі експериментів із загальмованим барабаном линвонамотувача.

Об'єкт і методи досліджень. Об'єктом досліджень є механічна система "бурильна колона - долото - свердловина" при поглибленні вибою роторним способом. При виконанні роботи використовувались аналітичні методи в поєднанні з розрахунками на ЕОМ, перевіркою основних залежностей і висновків в експериментальних та промислових умовах. Проведений комплекс досліджень базується на положеннях теорії стійкості, динаміки стержневих систем, математичного моделювання, інтегрування диференціальних рівнянь, математичної статистики та ін.

Сукупність отриманих результатів можна трактувати як комплексне наукове узагальнення та розвиток досліджень, пов'язаних з вивченням стійкості і коливань бурильної колони й направлених на удосконалення технології роторного буріння

шляхом зміни динамічних режимів роботи.

Вірогідність результатів забезпечується обгрунтованістю використовуваного математичного апарату, коректністю постановок задач, несуперечливістю між собою теоретичних та експериментальних даних і підтверджується добрим узгодженням одержаних висновків з відомими в літературі результатами.

Теоретичне значення і наукова новизна. Наведені в роботі методи побудови розв'язків, оцінок і розрахункових формул, що явно залежать від параметрів складових бурової механічної системи, дозволяють раціонально досліджувати їх вплив на малі коливання і стійкість бурильної колони. Одержані розв'язки та запропоновані методи можна застосовувати також до вивчення подібних задач трубопровідного транспорту, геофізики і теплопровідності. Наукова новизна дисертації в наступному:

1. Сформульовано і розв'язано загальну задачу стійкості багаторозмірної бурильної колони при натуральних граничних умовах на долоті.

2. Розроблено науково-методичні засади вивчення взаємодії бурильної колони зі стінкою свердловини довільного профілю.

3. Узагальнено математичні моделі поздовжніх, крутильних та поперечних коливань бурильного інструменту, в яких враховано внутрішнє тертя в металах за гіпотезами Є.С.Сорокіна та Бока-Шліппе-Колара.

4. Сформульовано і розв'язано задачу про динамічну стійкість обважненого низу компоновки з амортизатором і без нього з урахуванням відносного і переносного крутних моментів та інерційних складових від руху промивальної рідини і обертання бурильної колони.

5. Удосконалено методику раціонального використання енергії коливань бурильного інструменту шляхом підбору парамет-

рів КНБК, зокрема, місця установки віброзахисного пристрою (ВЗП) і характеристик його пружного елемента, дано оцінку їх впливу на показники відробки доліт.

6. Удосконалено технологію відробки шарошкових доліт при бурінні свердловин роторним способом за рахунок проведення ідентифікації моделей поглиблення вибою та пошуку оптимальних значень режимних параметрів в областях динамічної стійкості КНБК.

Практична цінність та реалізація роботи в промисловості. Основні питання, розв'язані в дисертації, входили в програму спільних науково-дослідних робіт ВНДІБТ, УкрДІПРОНДІнафта та ІФІНГ (наряд замовлення Е 85.0489.87), міжвузівську програму науково-дослідних робіт "Шельф" на 1986-1990 р.р. (наказ Мінвузу СРСР № 208 від 23.03.1986 р.), координаційний план міжвідомчого НВО "Надра" Західного наукового центру АН України (завдання 2, етап 2.2), плани держбюджетних та госпдоговірних науково-дослідних робіт Івано-Франківського інституту нафти і газу (з 1994 р. Івано-Франківського державного технічного університету нафти і газу).

Одержані в дисертації результати стали базою для розробки комплексу технічних, технологічних і програмних рішень, направлених на підвищення ефективності буріння свердловин роторним способом:

- створено нові (АБ-212) та шляхом підбору характеристик пружних елементів удосконалено відомі (РДБК-195, -215, -240) віброзахисні пристрої, що використовуються промисловими підприємствами з одержанням техніко-економічного ефекту;
- розроблено, випробувано і передано в дослідно-промислову експлуатацію обважнені бурильні труби змінної жорсткості трьох конструкцій (ОБТЗЖ I 140/178, 178/203, 203/229; ОБТЗЖ

II I40/I78, I78/203, 203/229; ОБТЗЖ III I40/I78, I78/203, 203/229, 229/247);

- створені і впровадженні в практику роторного буріння "Инструкция по применению виброзащитных инструментов в компоновке бурильной колонны при бурении вертикальных скважин" (м. Івано-Франківськ, I987 р.), "Инструкция по подбору параметров виброзащитных инструментов для бурения скважин на море с плавучих средств" (м. Івано-Франківськ, I989 р.), інструктивний документ "Застосування обважнених бурильних труб змінної жорсткості при експлуатації бурильної колони" (м. Івано-Франківськ, I993 р.), "Методика раціональної відробки доліт при роторному бурінні з урахуванням динамічної стійкості КНБК" (м. Красноград, I994 р.), забезпечені відповідно програмними продуктами MEPRAM, MORE, КІНЕТИКА, РЕЖИМ.

Результати досліджень використовувались в учбовому процесі при виконанні курсових і дипломних робіт студентами спеціальності 7.090309 і слухачами факультету підвищення кваліфікації в ІФДТУНГ.

Розробки впроваджені в шести виробничих об'єднаннях при бурінні 48.5 тисяч погонних метрів свердловин. Підрахований економічний ефект від використання розробок склав 500.6 тис. крб. (в цінах до I990 р.).

Апробація роботи. Результати роботи доповідались на Всесоюзному семінарі "Досвід впровадження методів регулювання та оперативного контролю гідравлічних характеристик бурових і тампонажних розчинів" (м.Ів.-Франківськ, квітень I986 р.), Всесоюзній молодіжній виставці-ярмарці науково-технічних розробок і пропозицій для нафтової промисловості (м. Нижневартовськ, березень I987 р.), Республіканської конференції "Роль обчислювального експерименту при дослідженні фізико-

хімічних процесів" (м. Ів.-Франківськ, червень 1987 р.), виставці-ярмарці науково-технічних розробок і пропозицій об'єднання "Укргазпром" на ВДНГ УРСР (м. Київ, жовтень 1987 р.), Всесоюзній конференції "Механіка гірських порід при бурінні" (м. Грозний, 1988 р.), Республіканському науково-технічному семінарі "Шляхи зниження аварійності при бурінні нафтових і газових свердловин" (м. Полтава, лютий 1990 р.), 5-ій Всесоюзній науково-технічній конференції "Руйнування гірських порід при бурінні свердловин" (м. Уфа, вересень 1990 р.), II-ій міжвузівській школі-семінарі "Методи і засоби технічної діагностики" (м. Яремче, вересень 1992 р.), Українській конференції "Моделювання та дослідження стійкості систем" (м. Київ, травень 1993 р.), міжнародній науково-практичній конференції "Проблеми і шляхи енергозабезпечення України" (м. Івано-Франківськ, грудень 1993 р.), I-ій міжнародній конференції "Міцність і надійність конструкцій нафтового обладнання" (м. Івано-Франківськ, лютий 1994 р.), конференціях професорсько - викладацького складу ІФІНГ (м. Івано-Франківськ, 1986-1994 р.р.), а також науково-технічних радах ВГО "Західукргеологія" (м. Львів, 1986-1987 р.р.), ВГО "Єнісейнафтогазгеологія" (м. Красноярськ, 1986-1987 р.р.), ВГО "Арктикморнафтогазрозвідка" (м. Мурманськ, 1986-1988 р.р.), ВГО "Полтавнафтогазгеологія" (м. Полтава, 1986-1987 р.р.), тресту "Укрбургаз" (м. Красноград, 1987-1991 р.р.).

В повному обсязі роботу було заслухано в ІФДТУНГ на спільних наукових семінарах кафедр буріння нафтових і газових свердловин та вищої математики (жовтень 1995 р., травень 1996 р.), а також науковій Раді нафтогазопромислового факультету (червень 1996 р.).

Особистий внесок автора та публікації. В дисертації ви-

кладені результати багаторічних досліджень автора (біля 15 років), виконаних ним в ІФДТУНГ і відображених в 67 наукових роботах, в тому числі одній монографії [1] і чотирьох інструктивних документах [41-44].

Основні теоретичні результати одержані автором самостійно. В спільних публікаціях йому належать постановки задач [1,4,5,7,8,10,11,13,21,24,48], їх розв'язок [1,4,5,10,13,18, 22-24,30,32-37], розробка математичних моделей [7,8,10,11, 13,18,21,22,26,29,30,34,37,43,44,48,49], теоретичне обгрунтування експериментальних даних [14,19,40,41,45]. Одержані розв'язки і висновки, як правило, аналізувалися сумісно. Здобувач брав безпосередню участь в експериментальних дослідженнях, промисловому впровадженні результатів роботи та розробці регламентів буріння [16,17,19,28,38,41-44,46].

Структура і обсяг роботи. Дисертація викладена на 498 сторінках, складається зі вступу, п'яти розділів, основних висновків і рекомендацій, містить 108 рисунків й 64 таблиці (в т.ч. на 132 окремих сторінках), список літератури з 240 найменувань на 24 сторінках і 9 додатків на 64 сторінках.

Окремі дослідження проведені разом з канд. техн. наук Рибчичем І.М., інженерами Сімків М.Є. і Кравцем П.Є. Програмна реалізація більшості алгоритмів здійснена інженерами-програмістами Крихівським М.В. і Тростинським О.А. В проведені випробовувань і промисловому впровадженні розробок вагому допомогу автору надали старші наукові працівники Ненашев С.В. і Червак З.Д., а в оформленні роботи - інженери Шебунчак І.С. і Червак О.Б. Всім їм автор щиро вдячний.

Автор сердечно дякує науковому консультанту, докт. техн. наук, професору Векерику В.І. за постійну увагу до роботи, грунтовні консультації і допомогу; а також докт. техн. наук,

професору Мислюку М.А. і канд. техн. наук, доценту Чернову Б.О. за цінні поради і допомогу в організації промислових досліджень та обробці їх результатів.

З М І С Т Р О Б О Т И

У вступі обгрунтовано актуальність і дано загальну характеристику роботи.

В першому розділі дається аналіз сучасного стану вивчення механіки бурильної колони. Основну увагу приділено питанням стійкості, коливань, динамічної стійкості компоновок та управлінням процесом роторного поглиблення свердловин. Відзначено вагомий внесок М.М. Александрова, В.М. Алексєєва, І.М. Аметова, П.В. Балицького, Ю.С. Васильєва, В.І. Векерика, Ф. Віллерс, В.С. Владиславлєва, Г. Вудса, Е. Галле, Р.О. Ганджумяна, В. Гаррета, В.Г. Григулецького, М.П. Гулізаде, Ф. Дейлі, Д.В. Дерінга, О.М. Динника, Р.М. Ейгелеса, Є.Ф. Епштейна, Є.І. Ішемгужина, С.Г. Калініна, Р. Каннінгхема, З.Г. Керімова, М.О. Колеснікова, В.Ю. Копилова, Л.А. Лачиняна, М.Ф. Лебедєва, Л.С. Лейбензона, А. Лубінського, М.Р. Мавлютова, В.І. Мацейчик, А.Х. Мірзаджанзаде, Д.Ю. Мочернюка, П.І. Огороднікова, Ю.А. Песляка, Р. Планкетта, Р.Х. Саннікова, Г.М. Саркісова, О.Е. Сарояна, Г.Н. Семенцова, М.Г. Середи, М.О. Сесюніна, Л.Е. Симонянца, В.В. Сімонова, Б.З. Султанова, В.С. Федорова, Ф.М. Фоменка, Є.В. Харченка, Т. Хуаня, Є.В. Шеберстова, С.А. Ширінзаде, Є.К. Юніна, А.Ш. Янтуріна, Р.С. Яремійчука, В.Г. Ясова, інших вчених у розвиток теорії роботи бурильної колони.

Проведені в різний час дослідження стійкості та форм умовної рівноваги бурильної колони виконані доволі повно. Проаналізовано результати експериментальних і промислових

робіт, вияснено вплив основних зосереджених та розподілених по довжині зусиль, оцінено їх критичні значення і межі зміни, враховано взаємодію труб з промивальною рідиною та стінками вертикальної і похилої свердловин. Однак ці результати потребують уточнення і належного поширення на багаторозмірні компоновки з урахуванням всього комплексу діючих навантажень. Крім цього, при розв'язку загальної задачі стійкості бурової механічної системи особливу увагу слід звернути на формування граничних умов, оскільки вони часто не відповідають реальним умовам експлуатації бурильного інструменту.

Основним напрямом досліджень динаміки бурильної колони є вивчення поздовжніх, крутильних та поперечних коливань, як правило, без урахування взаємозв'язків між ними. Встановлено, що динаміка компоновки суттєво залежить від довжини секції ОБТ, наявності та характеристик віброзахисних пристроїв (ВЗП), властивостей розбурюваних порід.

На сьогодні ще не вироблено усталеної думки щодо оптимального місця установки ВЗП в компоновці з точки зору підвищення ефективності поглиблення свердловин роторним способом, практично відсутні розрахункові моделі, які описували б динаміку системи з урахуванням розсіювання енергії (за рахунок внутрішнього гістерезисного тертя). Детального вивчення вимагають нестаціонарні коливання бурильної колони. Великою є практична потреба у визначенні їх власних форм і частот.

До маловивчених питань поглиблення свердловин відноситься динамічна стійкість КНБК. Запропоновані в літературі методики не працюють в умовах роторного буріння, оскільки не враховують інерційну складову від обертання труб. Іншими недоліками аналізованих підходів є нехтування статичними і динамічними складовими крутного моменту та втратами тиску на

долоті.

За результатами аналітичного огляду наукових праць щодо оптимізації вибору та управління режимами відробки бурових доліт відзначено, що в більшості відомих моделей поглиблення керованими параметрами є осьове навантаження P_0 на долото і частота n його обертання, а складовими залежностями- рівняння механічної швидкості буріння, інтенсивності її зменшення та довговічності долота. В розділі проаналізовано критерії та методи раціональної відробки бурових доліт. Зауважено, що незважаючи на достатню вивченість процесу роторного буріння в залежності від параметрів P_0 та n, питання удосконалення технології відробки шарошкових доліт є актуальним і одним з можливих його напрямків слід вважати врахування динамічної стійкості обважненого низу на показники відробки доліт.

Таким чином, проведений аналіз теоретичних, експериментальних і промислових досліджень дозволив визначити нові напрями вивчення стійкості та динаміки бурильної колони, шляхи управління коливними процесами при роторному бурінні і сформулювати на основі цього мету та основні завдання роботи (див. стор. 3-4).

Другий розділ присвячено розв'язку загальної задачі стійкості, вивченню форм умовної рівноваги бурильної колони при роторному бурінні та розробці теоретичних основ їх розрахунку у свердловинах довільного профілю.

Бурильну колону змодельовано тонким стержнем зі ступінчастою зміною площі поперечного перерізу, пружна лінія якого перебуває під дією осьових і відцентрових сил, крутного моменту, тиску і швидкості руху промивальної рідини. Умовну рівновагу досліджуваної системи описано рівняннями Кірхгофа-Клебша доповненими співвідношеннями теорії пружності між

компонентами векторів повної кривини і внутрішнього моменту.

Після спрощень і введення комплексного прогину $w_k(z) = u_k(z)+iv_k(z)$ осі труб k-тої секції основне рівняння загальної задачі стійкості подано у вигляді

$$E_kI_k\frac{d^4w_k}{dz^4} - i\frac{d}{dz}\left[M_k(z)\frac{d^2_kw}{dz^2}\right] + \frac{d}{dz}\left[F_k(z)\frac{dw_k}{dz}\right] - -ih^{\varphi}\omega_0w_k + \frac{q^0_k\omega^2_0}{g}w_k = 0, \qquad (1)$$

де $M_k(z)=M_{k-1}+h^{\varphi}_k\omega_0z$, $M_{k-1}=M_0+\omega_0\sum_{i=1}^{k}((h^{\varphi}_{i-1}-h^{\varphi}_i)l_{i-1})$,

$F_k(z)=F_{k-1}-q^*_kz+\lambda^p_k$, $F_{k-1}=P_0+p_0S_0-\sum_{i=1}^{k}\left[(q^*_{i-1}-q^*_i)l_{i-1}-\right.$

$\left.-\lambda^p_{i-1}+\lambda^p_i\right]$, $q^*_i=q^0_i+q_{1,i}-q_{2,i}-\Delta_{1,i}S_{1,i}-\Delta_{2,i}S_{2,i}$,

$\lambda^p_i=q_{1,i}v^2_{1,i}/g + q_{2,i}v^2_{2,i}/g$,

E_kI_k – жорсткість на згин; $M_k(z)$, $F_k(z)$ – поточні значення зведених крутного моменту і осьової сили; h^{φ}_k – коефіцієнт в'язкого тертя; ω_0 – кутова швидкість обертання ротора; g – прискорення земного тяжіння; M_0 – момент опору з боку розбурюваних порід; P_0, p_0S_0 – осьова сила і втрати тиску на долоті; l_i – довжина i-тої секції труб; q^0_i, $q_{1,i}$, $q_{2,i}$ – відповідно вага одиниці довжини труб та внутрітрубної і затрубної рідини, що на неї приходиться; $v_{1,i}$, $v_{2,i}$, $\Delta_{1,i}S_{1,i}$, $\Delta_{2,i}S_{2,i}$ – відносні складові швидкостей руху промивальної рідини та розподілені по довжині втрати тиску в трубі і затрубному просторі.

Сталі інтегрування визначаються з граничних умов на нижньому (долото) та верхньому (вкладиші ротора) кінцях колони, а також в місцях переходу від труб одного типорозміру до іншого. Натуральні граничні умови на долоті (z = 0)

$$E_1I_1u_1''' - \frac{1}{2}M_0v_1'' + (P_0+p_0S_0)u_1' + \mu_1u_1 = 0,$$

$$\left.\begin{aligned} &E_1I_1v_1''' + \frac{1}{2}M_0u_1'' + (P_0 + p_0S_0)v_1' + \mu_1v_1 = 0, \\ &E_1I_1u_1'' + \frac{1}{2}M_0v_1' + \mu_1u_1' = 0, \\ &E_1I_1v_1'' - \frac{1}{2}M_0u_1' + \mu_1v_1' = 0, \end{aligned}\right| \quad (2)$$

одержуємо, прирівнюючи до нуля першу варіацію функціоналу потенціальної енергії механічної системи після її деформації. В (2) μ_1 - жорсткість стінки свердловини, μ_2 - коефіцієнт защемлення, чисельно рівний відношенню згинаючого момента до кута повороту кінця стержня. Граничні умови для верху ($z = L$) задаються у вигляді кінематичних в'язей, виходячи з технологічних міркувань, а в місцях переходу - шляхом прирівнювання проекцій прогинів, кутів згину, згинаючих моментів і поперечних сил на головні осі.

Від відомих запропонована постановка задачі відрізняється тим, що враховує багаторозмірність конструкції колони при роторному бурінні, неоднорідність розподілу крутного моменту по її довжині та уточненими граничними умовами для низу. Залежності (2) є більш загальними в порівнянні з роботами С.А. Ширінзаде й І.М. Аметова, оскільки містять крутний момент M_0 і втрати тиску на долоті p_0S_0, та в порівнянні з роботами В.Г. Григулецького - завдяки врахуванню жорсткості стінки свердловини μ_1 і того ж таки доданку p_0S_0, що еквівалентний 10-20 кН додаткового навантаження на долото.

Розв'язок $w_k(\xi)$ загальної задачі стійкості знайдено у вигляді абсолютно та рівномірно збіжного степеневого ряду

$$w_k(\xi)=a_{k0}+a_{k1}\xi+a_{k2}\xi^2+\ldots+a_{kn}\xi^n+\ldots\ , \quad \xi=z/L,\ k=\overline{1,1} \quad (3)$$

з комплекснозначними коефіцієнтами, які для $n=0,1,2,3$ визначаються з граничних умов, а для $n\geqslant 4$ - за рекурентними співвідношеннями.

Графічні залежності, що дозволяють оцінити вплив основ-

них режимно-технологічних факторів на критичні параметри задачі, наведені для комп. 2 (табл. I) на рис. I-4. Значення з індексом "н" є мінімальними, нижніми і відповідають шарнірному закріпленню низу, а з індексом "в" максимальними, верхніми і мають місце при жорсткому закріпленні долота. Реальні критичні величини знаходяться між ними і визначаються натуральними граничними умовами. Як свідчить рис. 3, для глибоких свердловин критичні зусилля встановлюються на одному рівні, що дозволяє говорити про їх незалежність від загальної довжини колони.

Таблиця I

Компоновки, режимні параметри та втрати тиску в елементах обв'язки бурильних колон

№ п/п, компоновка	ω, c^{-1}	$Q, м^3/с$	p_0, МПа	$\Delta_{1ОБТ}$, Па/м	$\Delta_{2ОБТ}$, Па/м	$\Delta_{1СБТ}$, Па/м	$\Delta_{2СБТ}$, Па/м
I. Долото III- 2I5.9; ОБТ I78x90-206 м, СБТ II4x9-3000 м	π/6	0.030	7.8	3I20	3240	2304	348
2. Долото III- 295.3; ОБТ 203x80-I60 м, СБТ I27xI0-3040 м	π/6	0.030	7.8	5760	I20	I332	348
3. Долото III- 295.3; ОБТ 229x90-I40 м, СБТ I40xI0-3060 м	π/6	0.035	I0.68	4320	240	828	I20

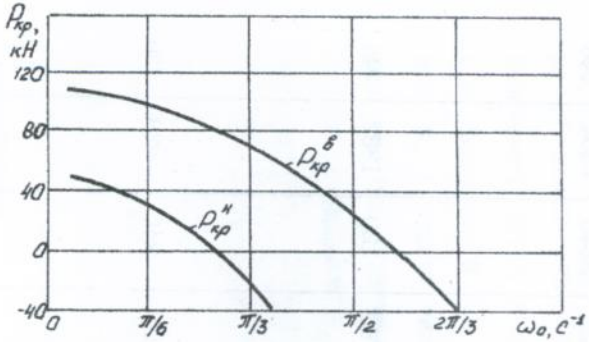

Рис.I. Залежність критичних зусиль $P^{н}_{кр}, P^{в}_{кр}$ від кутової швидкості обертання ротора.

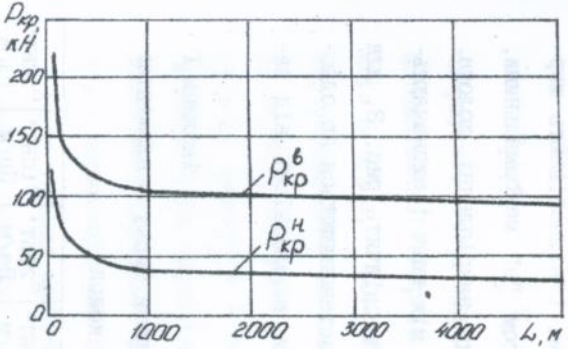

Рис.3. Залежність критичних зусиль $P^{н}_{кр}, P^{в}_{кр}$ від загальної довжини бурильної колони.

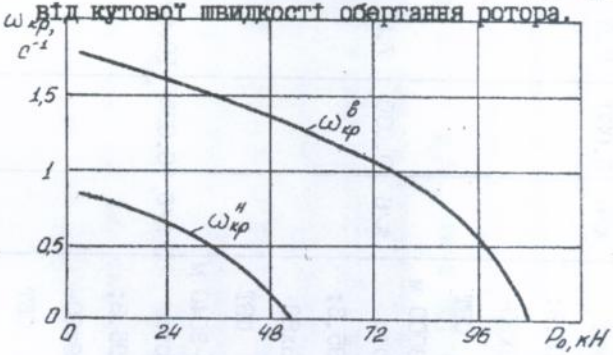

Рис.2. Залежність критичних швидкостей обертання ротора $\omega^{н}_{кр}$, $\omega^{в}_{кр}$ від осьового навантаження на долото.

Рис.4. Залежність критичних зусиль першого $P_{кр1}$ та другого $P_{кр2}$ порядків від коефіцієнта защемлення μ_2 низу компоновки.

Порівнюючи критичні навантаження першого порядку $P^{н}_{кр}$ для типових компоновок при нехтуванні тим чи іншим фактором (див. табл. I,2), можна пісумувати, що коректний розв'язок загальної задачі стійкості багаторозмірної колони повинен враховувати осьові навантаження, частоту обертання ротора, дію скручуючого моменту, інерційні сили, що виникають вна-

Таблиця 2

До оцінки впливу основних факторів на стійкість прямолінійної форми умовної рівноваги бурильної колони

Розрахунки проведені при	№ п/п комп.	Критичні навантаження на долото $P^{н}_{кр}$, кН			
		L=1000 м	L=2000 м	L=3000 м	L=4000 м
даних	I	28.20	25.53	24.58	23.5I
табл. I	2	39.27	35.02	33.05	3I.83
	3	59.8I	53.5I	50.59	48.78
	I	26.72	24.05	22.80	22.02
$\rho_р$=2000 кг/м^3	2	37.79	33.54	3I.57	30.35
	3	57.79	5I.48	48.56	46.75
p_0= 0 Па,	I	27.88	25.28	24.07	23.32
$\Delta_{1,к}$= 0 Па/м,	2	43.66	39.35	37.35	36.I0
$\Delta_{2,к}$= 0 Па/м	3	58.76	52.58	49.72	47.94
$v^{r}_{1,к}$= 0 м/с,	I	28.47	25.79	24.54	23.77
$v^{r}_{2,к}$= 0 м/с	2	39.5I	35.27	33.30	32.07
	3	60.I0	53.80	50.88	49.06
ω_0= 0 с$^{-1}$,	I	46.I9	39.57	36.66	34.9I
M_0= 0 Нм	2	64.35	54.22	49.80	47.I4
	3	98.22	82.9I	76.26	72.26
	I	37.62	35.48	34.49	33.89
ω_0= 0 с$^{-1}$	2	56.II	52.85	5I.37	50.46
	3	83.25	78.35	76.I2	74.76

слідок руху промивальної рідини в трубі і затрубному просторі, втрати тиску по довжині колони і на долоті, густину бурового розчину та глибину свердловини.

Достовірність одержаних результатів підтверджується тим, що після адаптації до раніше розглядуваних схем вони узгоджуються з даними Т.Хуаня, Д.В.Дерінга, О.Е.Сарояна, В.Г.Григулецького, які неодноразово перевірялись експериментально.

Навіть незначне перевищення спільної дії навантажень значення критичної сукупності веде до такого прогину пружної лінії, який перекриває зазор ν між зовнішнім діаметром D труби і свердловиною. В результаті цього колона починає взаємодіяти зі стінками циліндричної виробки, що виступають в ролі в'язей. Наслідком подальшого зростання сукупності навантажень стає утворення просторової форми умовної рівноваги у вигляді гвинтової лінії зі змінним кроком, що зростає у напрямі від вибою до гирла свердловини.

Аналітично встановлено наступну залежність між кривиною p_0 і кутом нахилу θ гвинтової лінії

$$ip_0 \approx -\theta^2/\nu + id\theta/ds, \qquad (4)$$

де $p_0 = (p_1 + iq_1)/e^{i\chi}$, p_1, q_1 – компоненти кривини в головних осях, χ – кут між ортами $\bar{n}$ та $\bar{1}$ відповідно натурального і головного тріедрів, ν – піврізниця діаметрів свердловини і труби, s – поточна координата.

Враховуючи в рівняннях Г.Р.Кірхгофа нормальну складову реакції $\bar{f}_{rn}$ стінки свердловини, а також розподілені по довжині сили і моменти тертя, знайдено нові більш загальні формули для визначення параметрів пружної лінії бурильної колони, а саме: кута нахилу θ гвинтової спіралі та інтенсивності його зміни по довжині пружної лінії, нормальної складової $\bar{f}_{rn}$, а також кривини, внутрішніх сил і моментів.

Ці формули поширені на випадок багаторозмірної колони у вертикальній та похилій свердловинах. Для останньої віссю прийнято пряму лінію, а зенітний кут- малим, тобто таким, що допускає нехтування поперечною складовою сили ваги на формування витків гвинтової лінії.

З одержаних залежностей, як частинні випадки, випливають відомі формули І.К.Майорова, А.Лубінського, В.І.Алексєєва, А.Ш.Асатуряна. Теоретичні результати підтверджуються задовільною збіжністю розрахункових величин з даними промислових замірів радіальних сил тиску колони на стінку свердловини.

Вияснено, що гвинтова спіраль є характерною лишень для низу бурильної колони, а довжина пружної лінії $l_{сп}$ з просторовою формою умовної рівноваги найсуттєвішим чином залежить від осьового навантаження P_0 і кутової швидкості обертання ротора ω_0. Так, наприклад, для компоновки - долото III 215.9; ОБТ 178х80 - 206 м, ТБВК 127х10 Д - 2800 м і режимних параметрів $\omega_0 = 7.02$ $с^{-1}$, $Q = 0.030$ $м^3/с$ довжина $l_{сп}$ складає 90 м при $P_0 = 100$ кН, 133 м при $P_0 = 150$ кН і 175 м при $P_0 = 200$ кН. Для ділянок з координатами $z > l_{сп}$ кут θ рівний нулю і мають місце плоскі форми умовної рівноваги.

Вплив інших факторів, зокрема витрати Q промивальної рідини і зенітного кута α нахилу свердловини, на параметри пружної лінії менш вагомий, але досить помітний. Для згаданої вище компоновки при $P_0 = 200$ кН переріз $z = 200$ м при $\alpha = 0^\circ$ і $\alpha = 5^\circ$ знаходиться вище гвинтової спіралі, а при $\alpha = 10^\circ$ уже належить їй.

Останню частину розділу присвячено розробці теоретичних основ розрахунку форм умовної рівноваги бурильної колони у свердловині довільного профілю на основі подальшого розвитку аналогії Г.Р.Кірхгофа між задачами статики тонких стержнів

та динаміки систем зі скінченим числом степенів вільності.

Запропоновано умовну рівновагу і пружний стан компоновки характеризувати кутами Ейлера-Крилова α, β, γ, які в порівнянні з традиційно вживаними змінними мають ряд переваг. Основні з них - малим відхиленням пружної лінії відповідають малі кути, перехід розрахункових осей від початкового до кінцевого положення здійснюється шляхом трьох незалежних обертань в довільній послідовності.

Схема кутових зміщень має вигляд

$$\xi - \alpha - \xi' \quad x' \quad z$$
$$\eta \quad \eta' - \beta - y' \quad y$$
$$\zeta \quad \zeta' \quad z' - \gamma - z,$$

де $\alpha(s)$ - кут нахилу осі свердловини до вертикалі, $\beta(s)$ - нахил пружної лінії до осі свердловини, $\gamma(s)$ - кут закручування колони; $\xi\ \eta\ \zeta$ - нерухома (опорна) система координат, $\xi'\ \eta'\ \zeta'$ - координати, пов'язані з віссю циліндра, $x'\ y'\ z'$ - відносна система, зв'язана з пружною лінією колони, $x\ y\ z$ - розрахункові координати.

Якщо задача вимагає характеристики осі циліндричної виробки відносно сторін світу, то трійку змінних $\alpha(s)$, $\beta(s)$, $\gamma(s)$ слід доповнити кутом $\delta(s)$ з таким розрахунком, щоб збереглись основні переваги кутів Ейлера-Крилова. Для цього α і δ робимо відповідальними за просторове викривлення осі свердловини, а "повороти" δ і β зв'язуємо, т.б. виконуємо один за одним.

В роботі дано формули для кривини і кручення пружної лінії компоновки в змінних α, β, γ та α, δ, β, γ; втановлено взаємозв'язки між величинами α, δ з одного боку та зенітним і азимутальним кутами осі свердловини з іншого; складено рівняння умовної рівноваги пружної лінії бурильної колони у

свердловині на випадок голономних та неголономних в'язей і наведено загальну схему їх розв'язку методом невизначених множників Ж.Л.Лагранжа.

Областями використання одержаних в розділі результатів є розробка практичних методик вибору компоновок та оцінка витрат на їх холосте обертання; орієнтація відхилювачів (при $\omega_0 = 0\ c^{-1}$), чому сприяє уточнене визначення кутів закручування пружної лінії; динамічні розрахунки та розрахунки на міцність конструкції бурильної колони; внесення поправок, що враховують просторову деформацію колони, в покази наземних приладів (зокрема, індикаторів ваги колони і крутного моменту) при підтриманні оптимальними параметрів технологічного процесу.

Третій розділ присвячено моделюванню стаціонарних (з постійними в часі загальними характеристиками) та нестаціонарних коливань бурильної колони.

Внаслідок того, що низ компоновки звичайно є стиснутим за межі поздовжньої стійкості і опирається об стінку свердловини, а крутний момент зовсім мало впливає на форму згину, взаємний вплив поздовжніх, крутильних та поперечних коливань виявляється незначним. Тому в першому наближенні кожен вид коливань можна розглядати окремо, незалежно від інших, а спіральнозігнену ділянку труб замінити прямолінійним стержнем з еквівалентним коефіцієнтом демпфування.

При розробці математичних моделей поздовжніх, крутильних та поперечних коливань диференціальні рівняння руху брались у вигляді

$$A_k E_k (1+i\gamma_k) \frac{\partial^2 u_k}{\partial x^2} = \rho_k \frac{\partial^2 u_k}{\partial t^2} + h_k \frac{\partial u_k}{\partial t} + \rho_k^* g\ , \quad k=\overline{1,l}\ ; \qquad (5)$$

$$j_k G_k (1+i\gamma_k^{\varphi}) \frac{\partial^2 \varphi_k}{\partial x^2} = j_k q_k \frac{\partial^2 \varphi_k}{\partial t^2} + h_k^{\varphi} \frac{\partial \varphi_k}{\partial t}\ , \quad k=\overline{1,l}\ ; \qquad (6)$$

$$I_kE_k(1+i\gamma_k^{\psi})\frac{\partial^4 w_k}{\partial x^4} - i\frac{\partial}{\partial x}\left[M_k^e(x)\frac{\partial^2 w_k}{\partial x^2}\right] + \frac{\partial}{\partial x}\left[F_k^c(x)\frac{\partial w_k}{\partial x}\right] + h_k^{\varphi}\left[\frac{\partial w_k}{\partial t} -\right.$$

$$\left. - i\omega_0 w_k\right] + \frac{q_k^0}{g}\left[\frac{\partial^2 w_k}{\partial t^2} - 2i\omega_0\frac{\partial w_k}{\partial t} - \omega_0^2 w_k\right] = 0 , \quad k=\overline{1,l} ; \qquad (7)$$

де $u_k(x,t)$, $\varphi_k(x,t)$, $w_k(x,t)$ - відповідно осьове зміщення, кут повороту та комплексний прогин x-перерізу k-тої секції в момент часу t; A_kE_k, j_kG_k, I_kE_k - жорсткості на розтяг - стиск, при крученні, на згин; γ_k, γ_k^{φ}, γ_k^{ψ} - коефіцієнти гістерезисного демпфування; ρ_k, ρ_k^* - маса одиниці довжини труб в повітрі та промивальній рідині; $q_k^0 = \rho_k/A_k$; h_k, h_k^{φ} - коефіцієнти зовнішнього в'язкого тертя при поздовжніх та крутильних коливаннях; $M_k^e(x)$, $F_k^c(x)$ - переносний крутний момент і статична складова осьової сили. Були передбачені можливості різного закріплення кінців та включення в компоновку труб змінної жорсткості, віброзахисних, опорно-центруючих та інших пристроїв.

Характерною особливістю моделей є врахування внутрішнього гістерезисного тертя в металах за гіпотезами Є.С.Сорокіна при стаціонарних та Бока-Шліппе-Колара при нестаціонарних коливаннях. Для останніх оператор "i" в хвильових рівняннях (5)-(7) замінено оператором послідовного диференціювання $d/d\{\psi_j\}^T$ по власних фазах $\psi_j = \omega_j t$. Спроби поширення гіпотези Є.С.Сорокіна на випадок неусталених коливань не є коректними через появу нестійких складових розв'язку рівнянь руху.

Математичні моделі дозволяють визначати передавальні функції колон, коефіцієнти динамічності і віброзахисту, статичні і динамічні складові зміщень, сил, моментів та напружень в поперечних перерізах труб. За результатами моделювання розроблені і складені комп'ютерні програми, що передбачають одержання таблиць і графічних залежностей перечислених

величин від конструктивних і режимних параметрів механічної системи.

Аналіз розрахункових даних засвідчив, що шляхом зміни довжини ОБТ, осьового навантаження на долото, кутової швидкості обертання ротора, підбору характеристик та місця установки амортизатора динамічність роботи бурильного інструменту можна змінювати в досить широких межах. Так, при нормальних умовах роботи шарошкових доліт, діапазон зміни коефіцієнта динамічності складає 0.2-0.45 для поздовжніх та 0.7-2.5 для крутильних коливань колони.

Відзначено пропорційність динамічних складових рухів амплітуді збурень, помітний вплив витрати промивальної рідини на характеристики крутильних коливань, значний перепад напружень в місцях переходу від труб одного типорозміру до іншого, високий порівняно з іншими ділянками рівень поперечних коливань напрямної частини обважненого низу компоновки.

Хоча методи дослідження вільних коливань механічних систем достатньо добре розроблені, однак процедура практичного знаходження власних частот є громіздкою, не позбавленою складностей, пов'язаних з оперуванням визначниками матриць значних розмірів і великою різницею в порядках елементів. З метою уникнення цього запропоновано наступні залежності для визначення власних частот ω_j поздовжніх та ω_j^{φ} крутильних коливань

$$\frac{A_N E\omega_j}{(\omega_j^2 m_N - k_N)c} = tg\left(\frac{\omega_j(L_N - L_{N-1})}{c} + arcctg\left(-\frac{\omega_j^2 m_{N-1} c}{A_N E} + \frac{A_{N-1}}{A_N} * \right.\right.$$

$$* \, ctg\left(\frac{\omega_j(L_{N-1} - L_{N-2})}{c} + \ldots + arcctg\left(-\frac{\omega_j^2 m_1 c}{A_2 E} + \frac{A_1}{A_2} ctg\left(\frac{\omega_j L_1}{c} + \right.\right.\right.$$

$$\left.\left.\left. + arcctg\frac{(k_0 - \omega_j^2 m_0)c}{A_1 E\omega_j}\right)\right)\ldots\right)\right) , \qquad (8)$$

$$\frac{j_N G\omega_j}{\omega_j^2 J_N c^\varphi} = tg\left(\frac{\omega_j(L_N - L_{N-1})}{c^\varphi} + arcctg\left(-\frac{\omega_j^2 J_{N-1} c^\varphi}{j_N G} + \frac{j_{N-1}}{j_N} * \right.\right.$$

$$* ctg\left(\frac{\omega_j(L_{N-1} - L_{N-2})}{c^\varphi} + \ldots + arcctg\left(-\frac{\omega_j^2 J_1 c^\varphi}{j_2 G} + \frac{j_1}{j_2} ctg\left(\frac{\omega_j L_1}{c^\varphi} + \right.\right.\right.$$

$$\left.\left.\left. + arcctg \frac{(k_0^\varphi - \omega_j^2 J_0)c^\varphi}{j_1 G\omega_j}\right)\right)\ldots\right)\right), \qquad (9)$$

де відповідно m_k, J_k – маси та моменти інерції елементів над k-тою ($k = \overline{0,N}$) секцією труб; k_N – жорсткість канатів талевої системи; k_0, k_0^φ – жорсткісні характеристики розбурюваних порід; c, c^φ – швидкості поширення пружних хвиль. Частотні рівняння (8), (9) в порівнянні з відомими є більш простими і точними. Їхні розв'язки, знайдені чисельними методами, добре узгоджуються з експериментальними даними (відхилення складає I-8 %).

В роботі також наводяться алгоритми знаходження власних частот поперечних коливань. Для одно-, дворозмірних компоновок невеликої довжини в їх основу покладено метод проб і помилок з наступною оцінкою похибок. Для багаторозмірних колон значної довжини такий підхід не спрацьовує через обчислювальні труднощі, зв'язані з малими різницями великих чисел. В таких випадках після спрощення диференціальних рівнянь руху застосовано метод початкових параметрів.

Врахування частотно-незалежного внутрішнього і в'язкого зовнішнього тертя веде до зниження рівня всіх видів коливань і незначного (менше 0.I4%) розладу основних власної і демпфованої власної частот. Логарифмічні декременти для типових розглядуваних в роботі компоновок склали I4.0-I4.2% для поздовжніх, 3.6-3.7% – для крутильних і 26.3-33.I% – для поперечних вільних коливань.

Перевірка розроблених математичних моделей на адекват-

ність проводилась шляхом імітаційного моделювання на комп'ютері і засвідчила про їх збіжність через 4-5 ітерацій.

В розділі аналізуються результати віброметрії верху бурильної колони, одержані на кафедрі теоретичної механіки ІФДТУНГ (в тому числі і при безпосередній участі автора), дано опис установок для вимірювання та реєстрації коливань, визначення коефіцієнта електромеханічного зв'язку сейсмоприймачів в залежності від частоти, лабораторної розшифровки віброграм, реєстрації показників буріння.

Якісна оцінка спектру коливань верху колони свідчить про його періодичну трансформацію в часі та можливість виділення низькочастотної майже періодичної складової, тим самим умотивовуючи правомірність подання збурення на долоті гармонічною функцією.

Статистична обробка віброграм підтверджує теоретично зроблений висновок про можливість суттєвої зміни динамічного режиму роботи механічної системи шляхом підбору параметрів компоновки і режиму буріння. Експериментальні дослідження показали, що зміною лишень частоти обертання ротора неможливо досягти значного збільшення потужності, що реалізується озброєнням долота. Тому найбільш раціональним шляхом покращення умов роботи породоруйнівного інструменту, а значить і показників буріння, слід вважати підбір довжини обважненого низу колони та використання віброзахисних пристроїв (ВЗП).

Спектральні залежності зміни вібрацій верху колони при використанні ВЗП і без них дали можливість встановити, що основна частина енергії коливань знаходиться на низькій частоті, яка при зміні осьового навантаження в межах від 50 до 200 кН рівна 3.75-6.25 Гц, і відповідає 70-75%. Для колон з РДБК-240 амплітуди коливань у 2.5-5 разів менші порівняно з

жорсткими компоновками, що свідчить про ефективність цих ВЗП щодо захисту механічної системи від шкідливої дії вібрацій на її елементи.

Результати аналітичного вивчення коливань бурильної колони в сукупності з даними віброметрії є вихідним матеріалом для управління динамічністю системи, прогнозування поглиблення вибою, розрахунків елементів компоновки на міцність і довговічність.

Четвертий розділ містить результати теоретичних та експериментальних досліджень динамічної стійкості низу бурильної колони.

Внаслідок зміни в часі фізичних параметрів розглядуваної механічної системи при певних умовах низ компоновки стає динамічно нестійким, тобто виникає параметричний резонанс. Це призводить до появи поперечних коливань значної амплітуди, що погіршує умови роботи доліт, служить причиною передчасного зношування їх опор та озброєння.

Недоліками відомих схем вивчення цього питання є нехтування відносним і переносним крутними моментами, втратами тиску на долоті та інерційними складовими, що виникають внаслідок руху промивальної рідини і обертання бурильної колони навколо осі свердловини.

Прагнучи уникнути цих недоліків, диференціальне рівняння поперечних коливань обважненого низу взято у вигляді

$$EI\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} - i[M_0 + M^*\cos(pt)]\frac{\partial^3 w}{\partial x^3} + [P_0 + P_0S_0 + \lambda^P + P^*\cos(pt)]*$$

$$*\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \mu\frac{\partial w}{\partial t} + m_0(\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - \omega_0^2 w) = 0 , \qquad (10)$$

де $w(x,t)$ – прогин пружної лінії; EI – жорсткість на згин; P_0, P_0S_0 – статична складова осьового навантаження від власної ваги труб та перепад тиску на долоті; λ^P – стала, що вра-

ховує вплив інерційної складової руху промивальної рідини; $P^*\cos(pt)$ – динамічна складова осьового навантаження на долото; M_0 і $M^*\cos(pt)$ – переносний і відносний крутні моменти; m_0– маса одиниці довжини труб; μ – коефіцієнт демпфування; p – частота збурної сили.

Наближений розв'язок (10), згідно методу Бубнова-Гальоркіна, подано у комплексному вигляді рядом по фундаментальних функціях

$$w(x,t) = \sum_n \left[-i\eta_n(t)\exp(i\frac{\pi nx}{l})\right], \qquad (11)$$

де $n = 1, 2, 3, \ldots$– натуральний ряд; $\eta_n(t)$– поки що невідомі функції часу; $l = kl_0$ – довжина динамічно активної ділянки бурильної колони, k – поправковий коефіцієнт; l_0 – довжина першої, рахуючи від долота, півхвилі, обчислювана за формулою Є.Ф. Епштейна. Амплітуди динамічних складових P^*, M^* одержано на основі кривих "P-z" ("навантаження – деформація породи) та рівняння балансу енергій, що враховує кінетичну та потенціальну енергії стиснутої частини КНБК і потенціальну енергію стиску породи.

Обмежуючись випадком $n = 1$ (найбільший інтерес викликає резонанс на найнижчій частоті), замінами $f(t) = e^{-\varepsilon t}\eta(t)$, $pt = 2\tau$ зводимо (10) до рівняння Е.Л.Матьє

$$\frac{d^2f}{d\tau^2} + [a - 2h\cos(2\tau)]f = 0 , \qquad (12)$$

розподіл областей нестійкості для якого в площині "a-h" дає діаграма Айнса-Стретта (рис.5,6).Якщо зображаюча точка (a,h)

$$a = \frac{4}{p^2}\left[\frac{EI}{m_0}\left(\frac{\pi}{l}\right)^4 - \frac{M_0}{m_0}\left(\frac{\pi}{l}\right)^3 - \frac{P_0 + p_0S_0 + \lambda^P}{m_0}\left(\frac{\pi}{l}\right)^2 - \omega_0^2 - \varepsilon^2\right],$$

$$h = \frac{2}{p^2}\left[\frac{M^*}{m_0}\left(\frac{\pi}{l}\right)^3 + \frac{P^*}{m_0}\left(\frac{\pi}{l}\right)^2\right], \quad \varepsilon = \frac{\mu}{2m_0} \qquad (13)$$

знаходиться в межах білих полів діаграми, то система стійка;

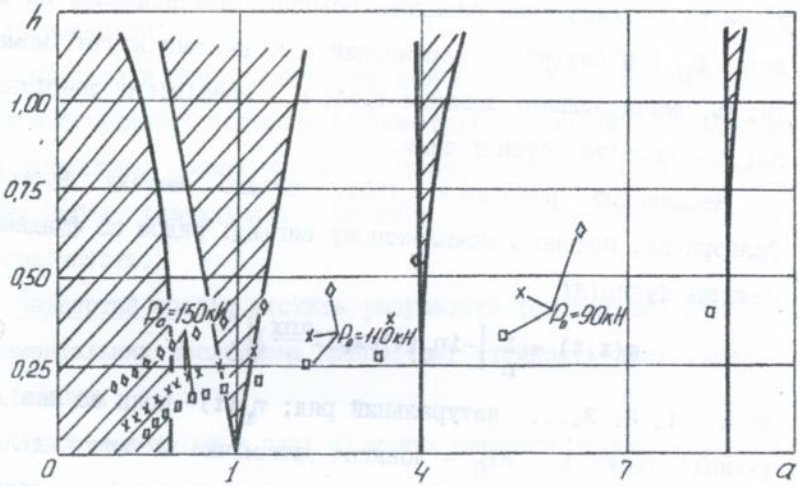

Рис.5. Визначення областей динамічної стійкості КНБК (св. 56- Личківська): ◊ - ω_0= 0.53 π c^{-1}, × - ω_0= = 1.12 π c^{-1}, □ - ω_0= 2.13 π c^{-1}.

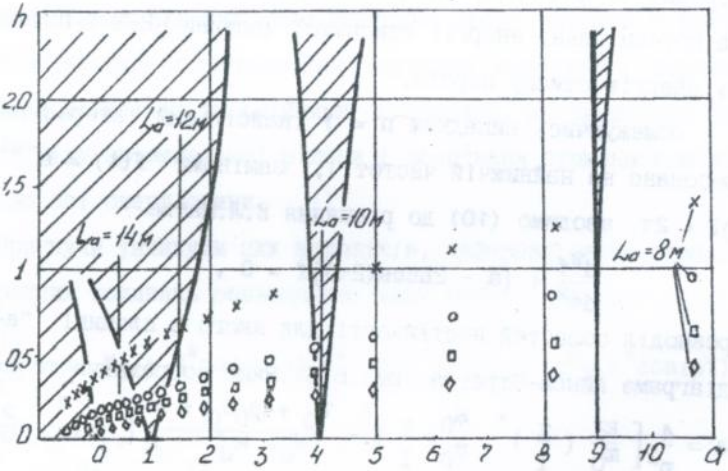

Рис.6. Вплив жорсткості k_a та місця установки L_a ВЗП на координати зображаючих точок: ◊ - k_a= 5*10^6 Н/м, □ - k_a= 15*10^6 Н/м, × - k_a= 25*10^6 Н/м, ○ - k_a= 40*10^6 Н/м.

нестійким же системам відповідають точки, розташовані на заштрихованих полях.

Численні експериментальні дані [I4,4I,45,46], одержані при бурінні з загальмованим барабаном линвонамотувача в літологічно однорідних породах, показують, що залежність швидкості зміни осьового навантаження в часі від режимних параметрів $|\Delta P_0|/\Delta t = f(P_0,\omega_0)$ характеризується наявністю локальних екстремумів (рис.7). Логічно допустити, що області стійкої динамічної рівноваги характеризуються більш високими, а області параметричного резонансу більш низькими значеннями швидкості $|\Delta P_0|/\Delta t$, оскільки в другому випадку частина енергії з загального балансу йде на інтенсивні поперечні коливання. Ставлячи у відповідність динамічно стійким областям зміни P_0 максимуми, а динамічно нестійким - мінімуми на емпіричних кривих $|\Delta P_0|/\Delta t = f(P_0,\omega_0)$, можна говорити про побудову останніх за результатами буріння з загальмованим барабаном линвонамотувача, як спосіб діагностування динамічної стійкості бурильної колони.

На користь цього свідчить узгодженість теоретичних викладок з результатами промислових випробувань. Так, зокрема:

I. Зі збільшенням тертя, розладу частот і порядкового номера області нестійкості поріг збурюваності зростає. Тому на практиці можна діагностувати лишень перші дві - три області параметричного резонансу.

2. При зміні швидкості обертання ротора зображаючі точки лягають досить щільно і прагнуть розміститися майже паралельно осі Oh. Це відповідає промисловим експериментам, які підтверджують незначний вплив зміни ω_0 на стійкість КНБК без амортизатора.

3. Ріст демпфування μ звужує області параметричного резонан-

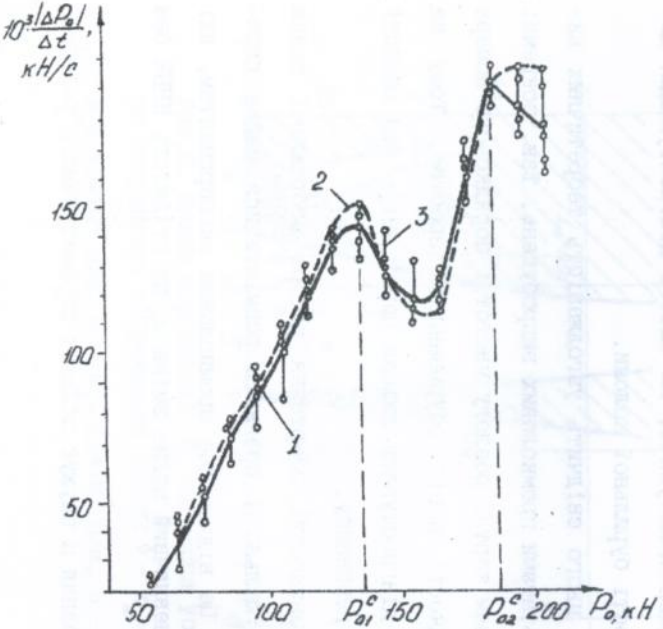

Рис.7. Результати експериментів з загальмованим барабаном линвонамотувача (св.60-Юліївська, глибина 749 м, $\omega_o = 0.7\pi$ c^{-1}, вапняк): I- усереднена крива, 2- дослідна крива, 3- інтервал розсіювання дослідних даних.

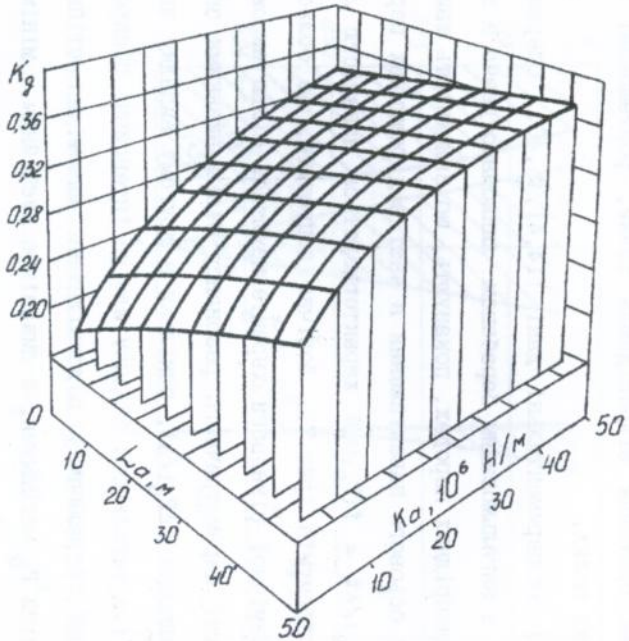

Рис.8. Залежність коефіцієнта динамічності K_g поздовжніх коливань бурильної колони від жорсткості K_a і місця установки L_a амортизатора.

су, що вкладені у відповідні області нестійкості при $\mu = 0$ (див. рис. 5,6), і параметричне збурення стає неможливим. Це пояснює, чому експериментальний спосіб визначення динамічної стійкості КНБК не спрацьовує при розбурюванні пластичних ($h \to 0$) порід.

З метою вияснення можливостей практичного використання цього способу була проведена серія промислових експериментів на п'яти свердловинах ДП "Укрбургаз". Дослідження проводились в різних геолого-технологічних умовах з використанням типових КНБК при бурінні умовно вертикальних свердловин. Вибір інтервалів для досліджень проводився шляхом прив'язування до розрізів літологічно однорідних порід раніше пробурених на площі свердловин за промислово-геофізичними матеріалами та результатами механічного каротажу.

Статистичний аналіз одержаних результатів засвідчив про відновлюваність дослідів при бурінні з загальмованим барабаном линвонамотувача і дозволив встановити, що зміна діапазонів осьового навантаження на долото і швидкості обертання ротора суттєво не впливають на форми емпіричних кривих $|\Delta P_0|/\Delta t = f(P_0, \omega_0)$.

Віброзахисний пристрій включений до складу компоновки виконує дві функції: виділяє динамічно активну ділянку (ДАД) обважненого низу і гасить коливання надамортизаторної частини бурильної колони. В роботі показано, що при оцінці динамічної стійкості КНБК з амортизатором визначальними параметрами є місце установки ВЗП і кутова швидкість обертання ротора. Значним є також вплив характеристик $k_п$, $\alpha_п$ розбурюваної породи та $k_а$, $\alpha_а$ пружного елемента амортизатора. Зі збільшенням $k_п$, $\alpha_п$ або $k_а$, $\alpha_а$ координати а зображаючих точок не змінюються (див., наприклад, рис. 6) і питання про дина-

мічну стійкість ДАД вирішується величиною порога збурюваності **h** (шириною областей параметричного резонансу).

В той же час зміна в реальних для роторного буріння межах статичної складової P_0 осьового навантаження на долото, витрати промивальної рідини **Q**, глибини свердловини **L** та довжини обважненого низу $L_{ОБТ}$ менш відчутно впливають на координати **a**, **h** зображаючих точок діаграми Айнса-Стретта. Вплив переносної складової крутного моменту та інерційної складової від обертання колони також порівняно невеликий. Так, для свердловини Сорочинська ІІЗ перевищення значень a_1, знайдених при M_0= 0 Нм, над координатою **a** складало не більше 2%, а значень a_2, обчислених при M_0= 0 Нм і ω_0= 0 c^{-1}, - не більше 5%.

Теоретичні і промислові дослідження засвідчили, що для підвищення ефективності роботи бурових доліт підбір параметрів КНБК при опереджувальній зношуваності опор в порівнянні з озброєнням слід здійснювати з умови ослаблення, а при опереджувальному темпі зношуваності озброєння - підсилення динамічного впливу компоновки на долото.

Зміна місця установки амортизатора від 0 м до значень, які відповідають лівій (**a** < 0) межі першої області динамічної стійкості ДАД ОБТ, веде до росту коефіцієнтів динамічності $k_д$ компоновки (рис. 8). Оскільки зношеність озброєння відпрацьованих шарошкових доліт, як правило, перевищує зношеність опор, то для їх вирівнювання підамортизаторну масу слід вибирати (з урахуванням лівої межі першої області динамічної стійкості КНБК) якомога більшою.

Наведені міркування лягли в основу рекомендацій щодо вибору місця установки ВЗП в компоновці обважненого низу при бурінні роторним способом. Діапазони підамортизаторних діля-

нок ОБТ, що відповідають основній (першій) області динамічної стійкості КНБК наведені в табл. 3. Розрахунки виконані для порід VI-VII категорій твердості за класифікацією проф. Л.А.Шрейнера. Для більш м'яких порід області параметричного резонансу звужуються, що лишень розширює допустимі діапазони зміни розглядуваних довжин.

Таблиця 3.

Рекомендовані довжини ділянок ОБТ під амортизатором

Розміри ОБТ	ω, c^{-1} (n, об/хв)			
	π(30)	2π(60)	3π(90)	4π(120)
I33x64	-	11.75-12.50	11.5 -12.75	8.50 - 9.00
I46x68	-	12.5 -14.75	12.0 - 14.0	9.5 - 11.5
I78x80	18.0 - 20.0	13.5 - 16.0	12.5 - 14.5	11.0 - 12.5
203x80	21.5 - 24.0	15.0 - 18.0	13.5 - 16.0	11.5 - 14.0
229x90	23.0 - 26.5	16.5 - 20.0	14.0 - 17.5	12.0 - 15.0

Промислові експерименти, проведені на свердловинах Полтавського УБР ВО "Укрнафта" та Ново-Санжарської НГРЕ ВГО "Полтавнафтогазгеологія", підтвердили, що включення згідно рекомендацій до складу компоновки амортизатора-роз'єднувача приводить до виникнення динамічно активної ділянки, яка дозволяє створити додаткове динамічне навантаження на вибій і при униканні в процесі експлуатації механічної системи зон параметричного резонансу тим самим збільшити показники відробки доліт. Механічна швидкість буріння і проходка на долото в середньому зросли на I5-20%.

В п'ятому розділі розглядаються шляхи зміни динаміки та напруженого стану бурильної колони з метою підвищення ефективності поглиблення свердловин. Серед них використання обважнених бурильних труб змінної жорсткості та ЛБТ, підбір

характеристик пружного елемента і місця установки ВЗП, зміна довжини ОБТ, вибір раціональних режимних параметрів.

Задача підвищення надійності та довговічності роботи розглядуваної механічної системи тісно пов'язана із забезпеченням безаварійної експлуатації ОБТ. На долю різьбових з'єднань обважненого низу припадає до 35% всіх втомних руйнувань елементів бурильної колони, що перевищує відповідний показник для бурильних труб в 3-5 разів. Однією з головних причин цього є різкі перепади жорсткості в місцях переходу від обважнених труб одного типорозміру до іншого чи від ОБТ до БТ. Внаслідок цього знижується опір з'єднувальних елементів компоновок знакозмінним навантаженням.

В ІФДТУНГ за участю автора розроблено три конструкції обважнених бурильних труб зі змінним по довжині діаметром: триступінчасту, характерною особливістю якої є зменшення моменту інерції кожної з наступних ділянок тіла труби на 25-30%, двоступінчасту з середньою конусовидною ділянкою довжиною 2 м й одноступінчасту зі зміною зовнішнього діаметра D за експоненціальною залежністю

$$D = 2\exp(-\alpha x - a),\ \alpha = \ln(D_1/D_2)/L,\ a = -\ln(D_1/2)/\alpha, \quad (14)$$

де D_1, D_2, L – відповідно максимальне і мінімальне значення зовнішнього діаметра та довжина тіла труби.

Теоретичні розрахунки, зроблені на основі розглянутих в третьому розділі математичних моделей, показали, що перехідні ділянки від труб одного типорозміру до іншого, набрані з ОБТЗЖ, знижують рівень динамічних складових головних і дотичних напружень і сприяють їх плавній зміні по довжині колони. З цієї точки зору найкращі, згідно розрахунків, дають одноступінчасті труби, а ефект від застосування двох інших конструкцій приблизно однаковий. Цілком аналогічні результа-

ти мають місце і для напружень згину при вивченні поперечних коливань.

Така оцінка зміни напружень в компоновках з ОБТЗЖ знайшла підтвердження при експериментальних та промислових дослідженнях. Випробовування, проведені згідно інструкції [42], дослідних партій ОБТЗЖ на бурових ВО "Укрнафта" і ВГО "Західукргеологія" засвідчили про підвищення ресурсу довговічності та надійності в роботі елементів бурильної колони. Економічний ефект від їх впровадження склав близько I млрд. крб. в цінах січня 1995 р.

Виявлені при моделюванні закономірності зміни динамічності роботи бурильної колони і долота використані для розробки шляхів підбору параметрів компоновки. Обгрунтовано можливість визначення довжин ОБТ, розмірів вставок ЛПБТ та секцій ЛБТ, жорсткості і демпфування пружних елементів ВЗП, які забезпечують покращення показників буріння. Вихідними даними для прийняття техніко-економічного рішення про зміну динамічного режиму роботи бурильного інструменту є зношуваність озброєння і опор долота, а також рівень вібрацій колони на гирлі свердловини. Пошук оптимальних параметрів КНБК проводився на основі розроблених інструкцій [43,44].

Промислові дослідження впливу довжин ОБТ на ефективність буріння були проведені в Шебелинському УБР ДП "Укрбургаз". За даними понад 200 довбань рекомендовані довжини обважненого низу, що дозволяють підвищувати проходку на долото на 20-25% і механічну швидкість буріння до 20%. При дослідженнях, крім показників поглиблення свердловин та вібрацій верху колони, фіксувались зношуваність опор та озброєння шарошок за типовою методикою випробування дослідних партій доліт нової конструкції. Встановлено, що з ростом коефіцієнта ди-

намічності підвищується зношуваність опори долота, тобто зростають осьові та радіальні люфти шарошок.

Численні дані поглиблення вибою свердловин [16,17,38] на промислах ВГО "Полтавнафтогазгеологія" та ВО "Укрнафта" при чергуванні довбань з ВЗП і без нього свідчать, що в перших випадках темп падіння механічної швидкості є меншим на 15-20%. Включення регуляторів РДБК-240, -215, -195 в компоновку над долотом веде до зменшення відносних показників зношуваності озброєння та опор шарошкових доліт на метр проходки. За результатами теоретичних та промислових досліджень розроблено технологічні регламенти поглиблення свердловин компоновками з ВЗП. Рекомендовано, зокрема, при необхідності зменшення сколу твердосплавного озброєння доліт або збільшення терміну роботи елементів герметизації опор шарошок підбір місця установки та параметрів ВЗП здійснювати з умови зниження динамічного впливу компоновки на долото.

Крім цього аналізуються результати поглиблення свердловин на Білому морі з бурових суден "В.Муравленко" і "В.Шашин" компоновками з ВЗП і без них. Відомості про показники поглиблення, зношуваність доліт і вібростан верху бурильної колони при різних вхідних параметрах механічної системи, в тому числі й амплітудах $A_к$ вертикальної качки судна, загалом підтверджують ефективність використання розроблених амортизаторів АН-212, як в стиснутій так і розтягнутій частинах колони.

В розділі розглянуто задачу вибору раціональних режимних параметрів буріння з використанням емпіричної інформації про динамічну стійкість КНБК. Вважаючи, що об'ємна витрата промивальної рідини є раціональною, а рівняння поглиблення свердловини та довговічності долота ідентифіковані в області

стійкої рівноваги обважненого низу колони, задача вибору режимних параметрів формалізована з умови оптимізації цільового критерію К (рейсової швидкості буріння; вартості метра проходки за затратами, що залежать від часу буріння; вартості інтервалу буріння). При допомозі числових методів побудовані алгоритми розв'язку поставлених задач, згідно яких розроблено і апробовано пакет комп'ютерних програм РЕЖИМ для вибору оптимальних режимних параметрів як для моделей з урахуванням зношування озброєння доліт, так і без нього.

Для вияснення впливу станів динамічної стійкості та параметричного резонансу КНБК на миттєву механічну швидкість буріння були проведені промислові експерименти на свердловинах Хрестищенського УБР ДП "Укрбургаз". Аналіз одержаних результатів показав, що з надійністю висновку 0.95 проведені досліди є відновлюваними (за критерієм Кочрена) і в межах прийнятих діапазонів зміни режимних параметрів P_0 і ω_0 рівняння механічної швидкості В.С.Федорова адекватно (за критерієм Р.Фішера) описує більшість експериментальних даних, як в області стійкої так і нестійкої рівноваги.

Оцінка впливу станів динамічної рівноваги КНБК на механічну швидкість буріння формалізована у вигляді перевірки статистичної гіпотези H_0 про рівність параметрів моделі для станів динамічної стійкості та параметричного резонансу низу бурильної колони (характеризується відповідно векторами $\bar{a}_c$ та $\bar{a}_н$). Обробка результатів експериментальних досліджень показала, що з ймовірністю надійності 0.95 оцінки парамертів векторів $\bar{a}_c$ та $\bar{a}_н$ є статистично нерівними. В областях планування експериментів механічна швидкість для станів динамічної стійкості в усіх випадках більша, ніж для станів параметричного резонансу.

Промислові дослідження послужили основою для удосконалення технології раціональної відробки бурових доліт [41], яка включає визначення станів динамічної стійкості КНБК і вибір з використанням математичних моделей поглиблення свердловин оптимальних значень осьового навантаження і швидкості обертання долота. Особливість останнього полягає в тому, що ідентифікація моделей поглиблення та пошук оптимальних режимних параметрів здійснюється в області динамічної стійкості КНБК.

Результати дисертаційної роботи впроваджені в ДП "Укрбургаз", об'єднаннях "Укрнафта", "Полтавнафтогазгеологія", "Західукргеологія", "Єнісейнафтогазгеологія", "Арктикморнафтогазрозвідка" при бурінні 48.5 тисяч погонних метрів свердловин. Підрахований економічний ефект від впровадження розробок склав 500.6 тис. крб. (в цінах до 1990 року).

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

1.Вперше для роторного буріння дано розв'язок загальної задачі стійкості багаторозмірної бурильної колони при натуральних граничних умовах на долоті. Враховано кінцеві сили і моменти; розподілені по довжині зусилля від ваги труб, внутрітрубної і затрубної промивальної рідини; інерційне навантаження від обертання компоновки ротором; втрати тиску на долоті, в трубі та затрубному просторі. Оцінено вплив основних режимно-технологічних факторів на критичні значення параметрів задачі.

Складено і розв'язано системи рівнянь Кірхгофа-Клебша, які описують просторові форми умовної рівноваги бурильної колони під дією комплексу навантажень, що крім зусиль перечислених вище враховує сили і моменти тертя труб об стінку

вертикальної або похилої свердловини. Запропоновано шляхи практичної реалізації нових більш загальних формул для параметрів пружної лінії компоновки. Це, зокрема, знаходження координат початку формування гвинтової спіралі; розрахунок осьового навантаження, що передається колоною труб на вибій; визначення втрат моменту тертя по довжині бурильної колони; статичний розрахунок компоновки на міцність.

2.Розроблено теоретичні основи вивчення взаємодії бурильної колони зі стінкою свердловини довільного профілю. Обгрунтовано доцільність використання в таких задачах кутів Ейлера-Крилова, знайдено формули для кривини і кручення пружної лінії компоновки. Узагальнено схему кутових зміщень Ейлера-Крилова на випадок характеристики осі свердловини відносно сторін світу. Запропоновано загальну схему розв'язку рівнянь Кірхгофа для невільної ділянки труб у свердловині довільного профілю при голономних та неголономних в'язях.

3.Розроблено узагальнені математичні моделі для вивчення поздовжніх, крутильних та поперечних коливань бурильної колони, характерною особливістю яких є врахування в'язкого зовнішнього та частотно-незалежного внутрішнього тертя в металах. При визначенні останнього використано гіпотези Є.С.Сорокіна та Бока-Шліппе-Колара віповідно при стаціонарних та нестаціонарних динамічних режимах роботи механічної системи. Для типових, зокрема, розглядуваних в дисертації компоновок логарифмічні декременти затухання склали I4.0-I4.2 % для поздовжніх, 3.6-3.7 % - для крутильних і 26.3-33.I % - для поперечних вільних коливань. Одержано нові формули для визначення власних частот коливань багаторозмірних колон, які добре узгоджуються з експериментальними даними (відхилення складає I-8%).

Наведено аналітичні залежності для знаходження статичних і динамічних складових зміщень, сил, моментів та напружень в перерізах труб, передавальних функцій бурильної колони, до складу якої можуть входити опорно-центруючі та віброзахисні пристрої. Встановлено, що при нормальних умовах роботи коефіцієнт динамічності шарошкових доліт складає 0.2-0.45 для поздовжніх та 0.7-2.5 для крутильних коливань компоновки.

4.Знайдено і проаналізовано розв'язок задачі про динамічну стійкість обважненого низу бурильної колони з урахуванням відносного і переносного крутних моментів, втрат тиску на долоті та інерційних складових від руху промивальної рідини і обертання компоновки.

Дано теоретичне обгрунтування емпіричним кривим швидкості зміни статичної складової осьового навантаження P_0 в часі в залежності від її величини на долоті при бурінні з загальмованим барабаном линвонамотувача, як способу діагностування станів параметричного резонансу при поглибленні свердловин роторним способом. В результаті промислових експериментів встановлено відновлюваність дослідів для оцінки станів динамічної стійкості КНБК та одержано типові форми емпіричних кривих $|\Delta P_0|/\Delta t = f(P_0, \omega_0)$.

Аналітично і в промислових умовах вияснено вплив основних режимно-технологічних парамерів на межі робочих діапазонів зміни осьового навантаження на долото, що відповідають областям динамічної стійкості обважненого низу бурильної колони.

5.Встановлено, що включення до складу КНБК амортизатора-роз'єднувача призводить до виникнення динамічно активної ділянки, яка дозволяє створити додаткове навантаження на долото і, при униканні в процесі експлуатації бурильного

інструменту зон параметричного резонансу, тим самим підвищити ефективність руйнування гірських порід. Обгрунтовано теоретично і доведено експериментально доцільність установки амортизаторів в межах діапазону довжин, що відповідають основній (першій) області динамічної стійкості низу компоновки. За рахунок цього механічна швидкість буріння і проходка на долото зростають в середньому на I5-20%.

6.На основі теоретичних досліджень і результатів промислових випробувань при забезпеченні заданого рівня віброзахисту і динамічної стійкості компоновки запропоновано підбір параметрів НБК при однаковому або опереджувальному темпі зношуваності озброєння в порівнянні зі зношуваністю опор здійснювати з умови підсилення, а при опереджувальному темпі зношуваності опор - ослаблення динамічної дії компоновки на долото. Показано, що бажаної зміни динамічності роботи породоруйнівних інструментів можна досягти за рахунок вибору місця установки, жорсткісних та демпфуючих характеристик віброзахисних пристроїв; використання в компоновці легкосплавних бурильних труб; зміни довжини обважненого низу бурильної колони.

Теоретичними і експериментальними дослідженнями доведено доцільність використання в ролі перехідних ділянок від секцій одного типорозміру до іншого обважнених бурильних труб змінної жорсткості (ОБТЗЖ) пропонованих конструкцій, які сприяють плавній зміні напружень по тілу компоновки, підвищенню надійності і довговічності її елементів.

7.Удосконалено технологію відробки шарошкових доліт при бурінні свердловин роторним способом за рахунок проведення ідентифікації моделей поглиблення вибою та пошуку оптимальних значень осьового навантаження і швидкості обертання ро-

тора в областях динамічної стійкості низу компоновки.

8.Удосконалено відомі (регулятори РДБК, шляхом підбору характеристик пружних елементів) та запропоновано нові (ОБТЗЖ, амортизатори АБ-2I2) технічні рішення, направлені на підвищення показників поглиблення свердловин і терміну служби елементів компоновки. Організовано виготовлення і впровадження цих пристроїв при роторному бурінні свердловин, створено інструктивні документи, які регламентують їх використання.

Основний зміст дисертації відображено в 67 наукових роботах, в тому числі:

I.Векерик В.И., Мойсишин В.М. Уравнения равновесия участков бурильной колонны в скважине произвольно ориентированной в пространстве/ИФИНГ- Ивано-Франковск, I987.- I25 с.- Деп. в УкрНИИНТИ I8.09.87, № 2602.

2.Мойсишин В.М. Крутильні коливання бурильної колони з амортизатором//Нафтова і газова промисловість.- I993.- № 2.- С.24-25.

3.Мойсишин В.М. Про спіральний поздовжній згин рухомої бурильної колони в свердловині// Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ.- I992.- № 29.- С.48-53.

4.Мойсишин В.М., Чернов Б.О., Сімків М.Є. Вивчення напруженого стану бурильної колони з обважненими бурильними трубами змінної жорсткості//Розвідка та розробка нафтових та газових родовищ.- I993.- № 30.- С.50-59.

5.Мойсишин В.М., Чернов Б.О, Сімків М.Є. Визначення дотичних напружень в колоні з обваженими трубами змінної жорсткості//Розвідка та розробка нафтових та газових родовищ.- I993.- № 30.- С.62-67.

6.Мойсишин В.М. Про стійкість багаторозмірної колони бу-

рильних труб//Розвідка та розробка нафтових та газових родовищ: Зб. наук. праць.- К.:УМК ВО, 1991.- С.32-34.

7.Мойсишин В.М., Плішка А.М. Врахування опорно-центруючих елементів при вивченні динаміки бурильної колони // Розвідка та розробка нафтових та газових родовищ: Зб. наук. праць.- К.: НМК ВО, 1991.- С.29-31.

8.Мойсишин В.М., Плішка А.М. Аналітичне дослідження динаміки бурильної колони при бурінні турбінним способом//Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ: Зб. наук. праць.- К.: НМК ВО, 1991.- С.21-28.

9.Мойсишин В.М. Поперечные колебения бурильной колоны с амортизотором// Методы и средства техн. диагностики: Сб. научн. работ.- Ив.-Франковск: МП "Контакт", 1992.- С.131-136.

10. Мойсишин В.М.,Геращенко Н.В. Влияние жескости и места установки амортизаторов крутильных колебаний на динамику бурильной колонны// Методы и средства техн. диагностики: Сб. научн. работ.- Ив.-Франковск: МП "Контакт",1992.-С.140- 147.

11.Мойсишин В.М., Векерик В.И., Геращенко Н.В. Влияние амортизатора на величину динамической составляющей осевой силы на долоте//Методы и средства техн. диагностики: Сб. научн. работ.- Ив.-Франковск: МП "Контакт", 1992.- С.160- 165.

12.Мойсишин В. Управління динамікою та напруженим станом бурильної колони//Зб. статей міжнар. конф. "Проблеми і шляхи енергозабезпечення України",ч.2.- Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1995.- С.41-43.

13.Мойсишин В., Векерик В. Визначення динамічних характеристик бурильної колони при поперечних коливаннях//Зб. статей міжнар. конф. "Проблеми і шляхи енергозабезпечення України", ч.2.- Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1995.- С.46-49.

14.Рибчич І., Мойсишин В., Мислюк М. Технологія раціо-

нальної відробки шарошкових доліт при роторному бурінні//Зб. статей міжнар. конф. "Проблеми і шляхи енергозабезпечення України", ч.2.- Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1995.- С.12-17.

15.Мойсишин В.М. Устойчивость форм равновесия многоразмерной бурильной колонны в скважине//Материалы Укр. конф. "Моделирование и исследование устойчивости систем", ч.2.- К.: Общ. "Знание", 1993.- С.7-8.

16.Векерик В.И., Мойсишин В.М., Ненашев С.В. Влияние места установки амортизатора в бурильной колонне на показатели бурения скважин//ЭИ (отечеств. опыт). Серия "Бурение".- Вып.5.- М.:ВНИИОЭНГ,1987.- С.12-14.

17.Опыт применения амортизаторов для бурения скважин/ В.А.Вареник, И.М.Фрыз, В.М.Мойсишин и др.//ЭИ (отечеств. опыт). Серия "Бурение".- Вып.9.- М.:ВНИИОЭНГ,1987.- С.3-5.

18.Векерик В.И., Мойсишин В.М. Определение динамической составляющей осевой нагрузки на долото по данным колебаний верхней части бурильной колонны// Изв. вузов. Нефть и газ.- 1986.- № 4.- С.22-26.

19.Чернов Б., Мойсишин В., Сімків М. Підвищення експлуатаційної характеристики бурильної колони за рахунок використання в КНБК ОБТ змінної жорсткості/ІФІНГ- Івано-Франківськ, 1994.- 11 с.- Деп. в ДНТБ України 7.02.94. № 260.

20.Мойсишин В. Напруження згину в колонах труб при роторному бурінні/ІФІНГ- Івано-Франківськ, 1993.- 12 с.- Деп. в ДНТБ України 19.07.93. № 1539.

21.Мойсишин В., Чернов Б., Сімків М. Вплив труб змінної жорсткості на динаміку бурильної колони/ІФІНГ- Івано-Франківськ, 1993.- 12 с.- Деп. в ДНТБ України 08.07.93. № 1439.

22.Навроцкий Б.И., Мойсишин В.М. Оценка влияния конструктивных параметров протекторов на динамику бурильной

колонны/ИФИНГ- Ивано-Франковск, 1993.- 13 с.- Деп. в ГНТБ Украины 14.06.93, № 1144.

23.Навроцкий Б.И., Мойсишин В.М. Аналитическая оценка эффективности протекторов ведущей бурильной трубы при роторном способе бурения/ИФИНГ- Ивано-Франковск, 1992.- 37 с.- Деп. в ГНТБ Украины 16.10.92, № 1660.

24.Мойсишин В.М., Кравец П.Е. Вывод частотного уравнения продольных колебаний бурильной колонны во вязко-пластической жидкости/ИФИНГ- Ив.-Франковск, 1991.- 10 с.- Деп. в УкрНИИ НТИ 12.04.91, № 500.

25.Мойсишин В.М., Кравец П.Е. Анализ частотного уравнения продольных колебаний бурильной колонны во вязко-пластической жидкости/ИФИНГ- Ив.-Франковск, 1991.- 6 с.- Деп. в УкрНИИНТИ 12.04.91, № 499.

26.Определение осевых усилий в сечениях бурильной колоны при бурении с плавучих средств/Векерик В.И., Дроздов Н.П., Мойсишин В.М. и др./ИФИНГ- Ив.-Франковск, 1989.- 14 с.- Деп. в УкрНИИНТИ 12.07.89, № 1799.

27.Векерик В.И., Ненашев С.В., Мойсишин В.М. Моделирование колебаний бурильной колонны при работе долота и расширителя шарошечного типа на упруго-вязком забое/ИФИНГ- Ив.-Франковск, 1989.- 27 с.- Деп. в УкрНИИНТИ 13.04.89, № 1058.

28.Векерик В.И., Пицык Р.Л., Мойсишин В.М. Влияние износа вооружения на продольные колебания, возбуждаемые шарошечным долотом/ИФИНГ- Ив.- Франковск, 1988.- 9 с.- Деп. в Укр НИИНТИ 29.02.88, № 591.

29.Мойсишин В.М., Векерик В.И. Математическая модель экспериментального стенда для исследования динамического режима работы шарошечного долота/ИФИНГ- Ивано-Франковск, 1987.- 13 с.- Деп. в УкрНИИНТИ 09.03.87, № 1377.

30.Математическая модель вертикальных колебаний бурильного инструмента при проводке скважин совмещенным способом с использованием в компоновке двух амортизаторов/В.И.Векерик, В.М.Мойсишин,С.В.Ненашев и др./ИФИНГ- Ив.- Франковск, 1987.- 10 с.- Деп. в УкрНИИНТИ 09.03.87, № 921.

31.Мойсишин В.М. К вопросу о взаимосоответствии положений динамики твердого тела и статики тонких стержней/ИФИНГ- Ив.- Франковск,1987.-9 с.- Деп. в УкрНИИНТИ 09.03.87, № 920.

32.Мойсишин В.М., Векерик В.И. Исследование закономерностей взаимодействия бурильной колонны со скважиной/ИФИНГ- Ив.- Франковск,1987.-12с.- Деп. в УкрНИИНТИ 06.03.87, № 914.

33.Исследование влияния характеристик бурового амортизатора и места его установки на колебания елементов бурильной колонны/ В.И.Векерик, М.В.Мойсишин, В.А.Вареник и др./ИФИНГ- Ив.- Франковск,1987.-8 с.- Деп. в УкрНИИНТИ 09.03.87, № 915.

34.Векерик В.И., Мойсишин В.М., Ненашев С.В. Исследование динамического режима работы компоновки бурильной колонны при совмещенном способе бурения/ИФИНГ- Ив.-Франковск, 1987.- 9 с.- Деп. в УкрНИИНТИ 06.03.87, № 913.

35.Векерик В.И., Мойсишин В.М. Аналитическое исследование колебаний бурильной колонны при включении в ее компоновку амортизаторов/ИФИНГ- Ивано-Франковск, 1987.- 7 с.- Деп. в УкрНИИНТИ 06.03.87, № 912.

36.Векерик В.И., Мойсишин В.М. Исследование динамического режима работы бурильной колонны с учетом влияния конструктивных параметров буровой установки/ИФИНГ- Ивано- Франковск, 1984.- 13 с.- Деп. в УкрНИИНТИ 02.01.85, № 5.

37.Мойсишин В.М., Векерик В.И. Исследование закономерностей изменения динамической нагрузки на шарошечное долото при бурении на стенде/ИФИНГ- Ивано-Франковск, 1984.- 13 с.-

Деп. в УкрНИИНТИ 02.01.85, № 6.

38.Мойсишин В.М. Повышение эффективности процесса бурения на основе изучения работы бурильной колонны в скважине: Автореф. канд. дисс.- Ивано-франковск, 1988.- 25 с.

39.А.с. 1717782 СССР, МКИ Е 21 В 4/02. Винтовой забойный двигатель/ В.И.Векерик, В.М.Мойсишин, В.В.Гайдыч и др.- № 4698751/03; Заявл. 31.05.89; Опубл. 07.03.92.- Бюл. № 9.

40.А.с....России, МКИ Е 21 В 17/02. Утяжеленная бурильная труба/Б.А.Чернов, В.М.Мойсишин, М.Е.Симкив и др.- Положит. реш. 93-041 199/03; Заявл. 24.01.94.

41.Методика раціональної відробки доліт при роторному бурінні з урахуванням динамічної стійкості КНБК/ М.А.Мислюк, В.М.Мойсишин, І.Й.Рибчич та ін./ДП "Укрбургаз".- Затв. у ДП "Укрбургаз" 08.02.94.- Красноград, 1994.- 46 с.

42.Мойсишин В.М., Чернов Б.О., Сімків М.Є. Застосування обважнених бурильних труб змінної жорсткості при експлуатації бурильної колони/ІФІНГ- Затв. у ВО "Укрнафта" 23.12.93, у ВГО ПНГГ 24.12.93.- Івано-Франківськ, 1993.- 75 с.

43.Векерик В.И., Мойсишин В.М. Инструкция по подбору параметров виброзащитных инструментов для бурения скважин на море с плавучих средств/ИФИНГ- Утв. в ПО АМНГР 27.12.89.- Ивано-Франкковск, 1989.- 55 с.

44.Векерик В.И., Мойсишин В.М. Инструкция по применению виброзащитных инструментов в компоновке бурильной колонны при бурении вертикальных скважин/ИФИНГ- Утв. в ПО "Укрбургаз" 20.01.87,в ПГО ПНГГ 20.05.87.-Ив.-Франковск,1987.- 81с.

45.Мойсишин В.М., Мислюк М.А., Рибчич І.Й. Підбір режимних параметрів буріння з врахуванням стійкості бурильної колони// Тези наук.-техн. конф. ІФІНГ, ч.І.- Івано-Франківськ, 1994.- С.61.

46.Рибчич І.И., Мислюк М.А., Мойсишин В.М. Метод регулювання режимів буріння на основі експериментів із загальмованим барабаном бурової лебідки та результати його вивчення в промислових умовах// Тези наук.-техн. конф. ІФІНГ, ч.І.- Івано-Франківськ, 1994.- С.62-63.

47.Мойсишин В.М. Динамічна стійкість бурильної колони// Тези конф. ІФІНГ, ч.І.- Ів.-Франківськ, 1994.- С.127-128.

48.Мойсишин В.М., Кравець П.Е. Управління динамікою бурильної колони при ліквідації прихоплень ударними механізмами//Тези наук.-техн. конф. ІФІНГ.-Ів.-Франківськ,1992.-С.90.

49.Векерик В.И., Пицык Р.Л., Мойсишин В.М. Влияние компоновки бурильной колонны на эффективность углубления скважин шарошечными долотами//Тезисы докл. Всесоюзн. конф. "Механика горных пород при бурении".-Грозный:ГНИ,1988.-С.35-36.

50.Мойсишин В.М., Векерик В.И., Червак З.Д. Установление взаимосвязи между показателями динамического взаимодействия долота с забоем скважины и вибрациями верхней части бурильной колонны//Тезисы докл. 5-ой Всесоюзн. научн.-техн. конф. "Разрушение горных пород при бурении скважин", т. III.- Уфа, УНИ, 1987.- С.39-40.

Мойсишин В.М. Основы механики бурильной колонны при углублении скважин роторным способом.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.15.10 - Бурение скважин, Ивано-Франковский государственный технический университет нефти и газа, Ивано-Франковск, 1996.

Защищается 50 научных работ, содержащих результаты аналитических и экспериментальных исследований механики бурильной колонны при углублении скважин роторным способом. Сформулированы и решены общая задача устойчивости многоразмерной

бурильной колонны при естественных граничных условиях на долоте, задачи о динамической устойчивости утяжеленного низа компоновки с амортизатором и без него. Усовершенствованы методика рационального использования энергии колебаний КНБК путем подбора ее параметров и технология отработки шарошечных долот на основе экспериментов с заторможенным барабаном лебедки.

Moisyshyn V.M. The Principles of Drill Column Mechanincs in the Process of Borehole deepening at Rotary Drilling.

The thesis stand for a Doctor of Technical Sciences Degree in the field of Borehole Drilling (05.15.10), Ivano-Frankivsk State Oil and Gas Technical University, Ivano-Frankivsk, 1996.

Fifty scientific papers are defended, which contain the results of analytical and experimental researches of drill column mechanics in the process of borehole deepening at rotary drilling. The general task of stability of multisized drill column at natural boundary conditions on a bit has been solved. The tasks of dynamic stability of the weight increasing bottom of drilling string assembly with shock-absorber and without it have been defined. Methods of rational energy use of drilling string assembly oscillation by method of choosing its parameters and rolling drilling bit technology on the base of experiments with a brake drawworks drum has been perfected.

Ключові слова: бурильна колона, роторне буріння, стійкість, коливання, динамічна стійкість обважненого низу бурильної колони, віброзахисний пристрій.

В.М. Мойсишин

Підписано до друку 6.09.96 Формат паперу 60×84 1/16
Друк. аркушів 3,0 Тираж 100 Зам. 214
Віддруковано на різографі.

ДОП Івано-Франківського державного технічного університету нафти і газу
284018, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15