

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

На правах рукопису

Василюк Юрій Михайлович

УДК 622.24.051 (043)

В-19

**ВПЛИВ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У БУРИЛЬНІЙ КОЛОНІ
НА РОБОТУ ТРИШАРОШКОВИХ ДОЛІТ**

05.15.10 – Буріння свердловин

Дисертація
на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

НАУКОВИЙ КЕРІВНИК
доктор технічних наук, професор
Мислюк Михайло Андрійович



Івано-Франківськ - 2002

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1.	
АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ ВІДРОБКИ ТРИШАРОШКОВИХ ДОЛІТ.....	9
1.1. Аналіз показників відробки тришарошкових доліт на площах БУ “Укрбургаз”	9
1.2. Технології раціональної відробки тришарошкових доліт.....	13
1.2.1. Критерії відробки.....	13
1.2.2. Технології відробки доліт на основі аналізу промислових даних...	15
1.2.3. Технології відробки доліт з використанням математичних моделей поглиблення.....	16
1.3. Методи інтенсифікації динамічних режимів відробки тришарошкових доліт.....	23
1.3.1. Коливальні процеси.....	23
1.3.2. Вплив динамічних процесів на роботу бурильного інструменту...	24
1.3.3. Методи і засоби регулювання динамічних режимів роботи доліт	26
1.3.4. Аналіз математичного моделювання динамічних процесів при бурінні шарошковими долотами.....	27
1.4. Висновки до розділу 1.....	32
РОЗДІЛ 2.	
МОДЕЛЮВАННЯ ПОЗДОВЖНИХ КОЛИВАНЬ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ПРИ БУРІННІ ТРИШАРОШКОВИМИ ДОЛОТАМИ.....	34
2.1. Постановка задачі.....	34
2.2. Розв’язок кінематичної задачі зубчастих коливань тришарошкових доліт	40
2.3. Розрахунок динамічних характеристик бурильної колони для усталених коливань.....	43
2.4. Визначення реакції бурильної колони на одиничне збурення долота.....	52

2.5. Принципи оцінки впливу елементів КНБК на поширення в ній поздовжних хвиль.....	53
2.6. Висновки до розділу 2.....	63

РОЗДІЛ 3.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ПРИ ПОЗДОВЖНИХ КОЛИВАННЯХ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ В ПРОЦЕСІ БУРІННЯ.....	65
3.1. Дослідження динамічних характеристик тришарошкових доліт.....	65
3.2. Вплив КНБК на динамічні режими роботи долота.....	67
3.2.1. Динамічні характеристики бурильної колони	67
3.2.2. Дослідження динамічних характеристик КНБК, що підсилюють коливання внаслідок відбивання хвиль.....	71
3.2.3. Дослідження динамічних характеристик КНБК з нижнім положенням амортизатора.....	82
3.2.4. Вплив дисипативних властивостей вибою на роботу підсилювальних компоновок.....	90
3.3. Низькочастотні коливання в бурильній колоні. Утворення вибоїн ..	93
3.4. Дослідження генерації коливальної енергії при взаємодії долота з вибоєм	101
3.5. Інтегральні динамічні характеристики деяких КНБК	106
3.6. Висновки до розділу 3.....	109

РОЗДІЛ 4.

ПРОГРАМНА РЕАЛІЗАЦІЯ І ПРОМИСЛОВЕ ВПРОВАДЖЕННЯ ОДЕРЖАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ	111
4.1. Методичні підстави прийняття раціональних рішень з відробки тришарошкових доліт.....	111
4.2. Програми для статистичного аналізу і вибору раціональних рішень з відробки тришарошкових доліт.....	116
4.3. Пакет програм для дослідження впливу технологічних факторів на поздовжні коливання в бурильній колоні.....	119

4.4. Принципи вибору раціональної технології відробки тришарошкових доліт.....	122
4.5.Впровадження розробок у виробництво.....	125
4.6. Висновки до розділу 4.....	130
ВИСНОВКИ.....	132
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	135
ДОДАТКИ.....	146

ВСТУП

Актуальність теми. Економіка України на сучасному етапі гостро потребує вуглеводневої сировини, значна кількість якої може бути отримана за рахунок збільшення обсягів її видобутку. Це вимагає збільшення об'ємів буріння глибоких свердловин на нафту та газ, пошуку та розвідки нових родовищ. У зв'язку з цим зменшення вартості спорудження свердловин може дати відчутний економічний ефект.

Основні об'єми глибокого буріння в даний час виконуються роторним способом з використанням тришарошкових доліт. Відомо, що поздовжні коливання долота у процесі буріння суттєво впливають на ефективність руйнування породи. Таким чином, забезпечення оптимального динамічного режиму роботи долота може призвести до значного покращення показників його відробки, що в свою чергу дозволить зменшити затрати на спорудження свердловини.

Вивчення поздовжніх коливань в бурильній колоні дозволить цілеспрямовано впливати на динаміку долота з метою оптимізації режиму його роботи, а також забезпечувати низький рівень поздовжніх вібрацій у інших частинах колони, що дозволить запобігати прискореному спрацюванню бурильного інструменту і пов'язаним з цим аваріям. Згаданий вплив на динаміку може здійснюватись підбором оптимальних для даних умов режимних параметрів, побудовою відповідних компоновок низу бурильної колони (КНБК) та використанням різних пристроїв, що впливають на поздовжні коливання (амортизатори, вібратори та ін.).

Вібрації бурильного інструменту та їх вплив на вибій і на сам інструмент вивчалися вітчизняними та закордонними фахівцями. Слід згадати, зокрема, праці Симонова В.В., Юніна Е.К., Мірзаджанзаде А.Х., Григулецького В.Г., Векерика В.І., Мойсишина В.М, Жидовцева М.О. та ін.

Вивчення опублікованих за даним питанням наукових праць дало можливість визначитися в основних методах інтенсифікації динамічного режиму відробки доліт, які ґрунтуються на концентрації коливальної енергії в області долота внаслідок відбивання хвиль або пружної взаємодії з вибоєм невеликої зв'язаної з долотом маси, яка динамічно (за допомогою амортизатора) ізольована від верхніх секцій колони.

Дослідження поздовжніх коливань бурильної колони дозволяють також знайти методи впливу на шкідливі низькочастотні коливання, що виникають внаслідок нерівномірностей вибою (вибоїн), з'ясувати причини утворення вибоїн та способи запобігання їх.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота входить до науково-тематичних планів Міністерства освіти і науки та підприємств нафтогазовидобувної галузі України. Результати роботи використані при виконанні договору г/т 96/98 з БУ “Укрбургаз” ДК “Укргазвидобування” у науково-дослідному інституті нафтогазових технологій Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

Мета дослідження. Підвищення техніко-економічних показників роботи тришарошкових доліт за рахунок вибору їх раціональних типів і режимних параметрів на основі аналізу результатів відробки доліт та динамічних характеристик поздовжніх коливань у процесі буріння.

Задачі дослідження.

1. Аналіз показників роботи тришарошкових доліт на площах бурового управління “Укрбургаз”.
2. Удосконалення математичної моделі поздовжніх коливань при бурінні тришарошковими долотами.
3. Дослідження впливу режимних параметрів, типів КНБК та їх елементів на динамічні характеристики коливальної системи “бурильна колона – долото - вибій”.

4. Розробка практичних рекомендацій для відробки тришарошкових доліт.

Об’єкт дослідження – динамічні процеси в коливальній системі “бурильна колона – долото – вибій” при бурінні свердловин.

Предмет дослідження – динамічні режими поздовжніх коливань при бурінні тришарошковими долотами.

Методи досліджень. Аналіз показників відробки тришарошкових доліт виконаний з допомогою методів математичної статистики. Модель поздовжніх коливань при бурінні тришарошковими долотами побудована з використанням методів математичного і фізичного моделювання. Вивчення динамічних режимів коливальної системи “бурильна колона – долото – вибій” ґрунтується на застосуванні числових методів розв’язку та методів математичного і функціонального аналізів. Для розробки практичних рекомендацій з раціональної відробки тришарошкових доліт використані статистичні методи аналізу даних та методи аналізу результатів моделювання динамічних процесів в бурильній колоні з допомогою ЕОМ.

Наукова новизна одержаних результатів

1. Удосконалено математичну модель поздовжніх коливань бурильної колони при бурінні тришарошковими долотами.

2. Обґрунтовані принципи вибору технологічних (тип і параметри КНБК) та режимних (осьове навантаження і частота обертання) параметрів з точки зору інтенсифікації динамічних режимів роботи доліт.

3. Дістало подальший розвиток вивчення причин утворення на вибої нерівномірностей (вибоїн), досліджено їх вплив на динаміку коливальної системи та запропоновані заходи для запобігання утворенню вибоїн.

Практичне значення одержаних результатів полягає у науковому обґрунтуванні рекомендацій з раціональної відробки тришарошкових доліт, які включають:

вибір раціональних типів доліт;

вибір оптимальних режимних параметрів;

обґрунтування і вибір динамічних режимів відробки доліт.

Рекомендації, розроблені на основі одержаних результатів, передані для впровадження в БУ “Укрбургаз”. Розроблене програмне забезпечення впроваджене в БУ “Укрбургаз” та в ДК “Укргазвидобування”.

Особистий внесок здобувача. Участь у розробці математичної моделі поздовжніх коливань у бурильній колоні при бурінні шарошковими долотами [53] (модель розроблена сумісно з М.А.Мислюком та І.Й.Рибичем). Числовий розв’язок поставленої задачі і його програмна реалізація. Вивчення впливу різних КНБК і режимних параметрів на динаміку бурильної колони [10]. Аналітичні дослідження поширення поздовжніх хвиль в бурильній колоні. Аналіз впливу вибоїн на динаміку бурильної колони і розробка способів запобігання їх утворенню [54]. Розробка практичних рекомендацій з інтенсифікації динамічних режимів відробки доліт.

Апробація результатів дисертації. Результати дисертації доповідалися на: науково – технічній конференції професорсько – викладацького складу ІФДТУНГ (Івано – Франківськ, 1999 р.), 6-ій міжнародній науково – практичній конференції “Нафта і газ України - 2000” (Івано-Франківськ, 2000), наукових семінарах кафедри буріння нафтових і газових свердловин ІФДТУНГ (1998 – 2000). У повному обсязі дисертаційна робота доповідалась на засіданні кафедри буріння нафтових і газових свердловин ІФДТУНГ (травень, 2001 р.)

Публікації. Основні результати дисертації опубліковані в 7 наукових статтях [1, 10, 24, 43, 53, 54, 70], 3 розділах довідника [45] і 2 тезах [10,65], одержано 2 патенти України [59,60] .

Термінологія в дисертації, за виключенням відзначеної за текстом, є загальноприйнятою в науково – технічній літературі даного напрямку.

Автор щиро вдячний своєму науковому керівнику, доктору технічних наук – професору Мислюку М. А. – за цінні поради в науковій роботі, написанні і оформленні дисертації. Автор дякує адміністрації БУ “Укрбургаз” за надану інформацію про результати відробки доліт.

РОЗДІЛ 1.

АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ ВІДРОБКИ ТРИШАРОШКОВИХ ДОЛІТ

1.1. Аналіз показників роботи тришарошкових доліт на площах БУ "Укрбургаз"

В буровому управлінні "Укрбургаз" з 1992 року введена в дію електронна система обліку результатів роботи доліт. Вона дозволяє оперативно аналізувати показники роботи, залежність їх від різних режимних параметрів і приймати рішення з оптимізації режиму буріння, а також вивчати загальні тенденції зміни показників у часі.

Автором виконана статистична обробка створених баз даних на предмет вивчення зміни основних показників роботи тришарошкових доліт з роками для бурового управління в цілому і для окремих відділень бурових робіт (ВБР), залежності їх від глибини і від типу застосованого долота (для найпоширеніших типорозмірів доліт). В таблицях 1.1 – 1.2 подані загальні показники роботи підприємства та результати аналізу показників роботи тришарошкових доліт за 1992-2000 рр. За останні роки спостерігається суттєве збільшення обсягів буріння як по підприємству в цілому, так і по окремих ВБР (див. табл. 1.1). Найбільша загальна проходка за останні роки має місце для Хрестищенського ВБР. Середні глибини свердловин за аналізований період суттєво не змінюються, найбільша середня глибина свердловин в бурінні для Полтавського ВБР, найменша - для Стрийського (див. табл. 1.1).

Аналіз загальних показників роботи доліт (табл.1.2) дає можливість виявити стійкі тенденції до збільшення проходки на долото і часу роботи на вибої (особливо за останні роки) для кожного з ВБР і для підприємства в цілому. Разом з тим механічна швидкість проходки має тенденцію до зменшення (найбільшу - в Шебелинському, найменшу - в Полтавському ВБР). Як і слід було очікувати, показники роботи суттєво погіршуються зі збільшенням глибини - зменшуються проходка на долото, час роботи на

вибої та механічна швидкість (особливо значне погіршення показників на глибинах 3000 - 5000 м). Даний ефект можна пояснити погіршенням умов буріння і зменшенням буримості гірських порід зі збільшенням глибини.

Для доліт різних типорозмірів спостерігаються різні тенденції зміни основних показників роботи з роками [70]. Наприклад, для доліт 393.7 СЦГВ, 393.7 МЦГВ, 295.3 СГНУ, 295.3 СГВУ, 215.9 СГВ, 215.9 СЗГНУ механічна швидкість з роками має тенденцію до зростання або в усякому випадку суттєво не зменшується; для доліт 215.9 СЗГАУ механічна швидкість з роками зростає, а проходка на долото і час роботи на вибої мають тенденцію до зменшення; спостерігаються і інші відхилення від описаних вище загальних тенденцій. Крім того, має місце значне скорочення застосування доліт вітчизняного виробництва деяких типорозмірів (295.3 СЗГВ, 295.3 СГВУ, 295.3 СГВ, 215.9 СГВ, 215.9 СЗГВ, 215.9 СЗГНУ, 215.9 ТЗГАУ) за останні чотири роки. Замість них, очевидно, використовують імпортні долота (російські і американські) кращої якості. Цим можна пояснити суттєве збільшення проходки на долото і часу роботи на вибої за останні роки.

Отже, якість і надійність використовуваних на підприємстві доліт за останні роки значно покращилася; аналіз наведених даних виявляє потребу у вдосконаленні технології їх відробки з метою забезпечення більш ефективного руйнування породи і, таким чином, збільшення механічної швидкості проходки.

Слід зауважити, що механічна швидкість не може розглядатися як критерій відробки. Більше того, збільшення механічної швидкості проходки інколи супроводиться прискореним зносом долота та скороченням часу роботи його на вибої (наприклад, при збільшенні осьового навантаження та частоти обертання). Однак навіть якщо при цьому проходка на долото не зміниться або навіть дещо зменшиться, це призведе до зростання рейсової швидкості і зменшення затрат на буріння 1 м свердловини. Тому механічну швидкість доцільно збільшувати доти, поки це не буде викликати прогресивного зносу долота та інших елементів бурильної колони.

Таблиця 1.1. Відомості про загальну проходку і середні глибини свердловин в бурінні в БУ "Укрбургаз" за 1992-2000 роки

Показники	Підприємство	Роки								
		1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000
Загальна проходка, м	БУ "Укрбургаз"	173506	153157	155754	150297	163396	187043	205606	230267	255703
	Хрестищенське ВБР	75817	54800	56004	58154	58208	69274	67029	85024	85461
	Шебелинське ВБР	37068	33150	35086	29012	33377	50010	54051	56117	59064
	Полтавське ВБР	39604	38600	38625	38076	41950	34748	48481	50110	63152
	Стрийське ВБР	21017	26607	26000	25055	29515	33011	36045	39016	48026
Середні глибини свердловин в бурінні, м	БУ "Укрбургаз"	2770	2855	2983	2891	2866	2902	2834	2834	2881
	Хрестищенське ВБР	2769	2710	3264	3324	3241	3484	3395	3439	3030
	Шебелинське ВБР	3475	3330	3145	3288	3057	2665	2825	2657	2999
	Полтавське ВБР	4140	3906	3940	3886	3949	4336	4018	4263	4169
	Стрийське ВБР	1088	1556	1561	1346	1485	1389	1432	1417	1662

Таблиця 1.2. Загальні показники роботи тришаршкових доліт на площах БУ "Укрбургаз" за 1992 - 2000 роки

Підприємство	Величина	Роки									Кореляції з роками
		1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000	
БУ "Укрбургаз"	h_d , м	45.1	42.6	38.7	41.0	40.0	53.0	58.5	58.1	65.7	0.838
	T, год	22.9	24.6	23.7	27.6	29.8	36.0	40.9	40.5	41.3	0.962
	v_M , м/год	1.96	1.73	1.63	1.48	1.34	1.47	1.43	1.43	1.59	-0.673
	N, доліт	2314	2322	3168	2885	3277	3635	3541	4199	5506	---
Хрестищенське ВБР	h_d , м	53.8	43.3	39.7	43.9	44.8	60.5	64.5	77.2	75.2	0.809
	T, год	22.3	24.8	24.7	30.5	31.6	39.5	47.3	43.5	44.1	0.933
	v_M , м/год	2.40	1.74	1.60	1.43	1.41	1.531	1.36	1.77	1.70	-0.436
	N, доліт	1250	1152	1357	1251	1277	1156	982	1053	1532	---
Полтавське ВБР	h_d , м	34.9	45.0	43.1	42.0	40.7	41.9	63.1	50.8	76.6	0.778
	T, год	23.6	26.9	25.3	26.6	31.1	37.8	39.8	41.4	39.8	0.944
	v_M , м/год	1.47	1.67	1.70	1.57	1.31	1.11	1.58	1.22	1.92	-0.050
	N, доліт	1064	766	864	821	991	854	759	1044	1235	---
Шебелинське ВБР	h_d , м	---	36.1	33.2	35.6	31.6	48.8	48.4	47.1	53.3	0.851
	T, год	---	19.6	20.6	24.0	25.8	33.5	38.2	38.5	43.0	0.982
	v_M , м/год	---	1.83	1.60	1.47	1.22	1.45	1.26	1.22	1.23	-0.855
	N, доліт	---	404	947	813	928	1093	1232	1442	1681	---
Стрийське ВБР	h_d , м	---	---	---	---	50.8	63.3	63.7	63.3	59.2	0.481
	T, год	---	---	---	---	31.6	31.0	36.7	38.6	36.1	0.791
	v_M , м/год	---	---	---	---	1.60	2.04	1.73	1.64	1.63	-0.394
	N, доліт	---	---	---	---	81	532	568	660	1058	---

1.2. Технології раціональної відробки тришарошкових доліт

Під раціональною відробкою бурових доліт розуміють комплекс питань і заходів, пов'язаних з вибором типу долота, оптимальних параметрів режиму буріння, обґрунтуванням того чи іншого критерію оптимізації, технологічним контролем процесу відробки доліт і діагностикою їх стану [7,64,76].

Можна виділити такі основні напрямки досліджень та розробок за даною проблемою.

Вивчення процесу руйнування гірських порід дозволить обґрунтувати основні вимоги до конструкцій породоруйнівного інструменту та способів руйнування. Як показують дослідження [21,76], знакозмінні навантаження на долоті значно підвищують ефективність його роботи. Тому виникає проблема забезпечення раціонального динамічного режиму доліт в процесі буріння.

Іншим напрямком є вивчення впливу різних природних та технологічних факторів на показники роботи доліт і побудова на основі цього математичної моделі поглиблення свердловини. Цього можна досягнути, зокрема, шляхом статистичного аналізу промислових даних.

В даному розділі дається короткий аналітичний огляд наукових праць за деякими питаннями, що стосуються цих напрямків та мають безпосередній зв'язок з розробками, які представлені в дисертації.

1.2.1. Критерії відробки. Ефективність відробки бурових доліт оцінюється критеріями оптимальності, в якості яких найчастіше використовують:

$$\begin{aligned}
 h_D &\rightarrow \max, \\
 V_P &= \frac{h}{t_b + t_d} \rightarrow \max, \\
 V_M &\rightarrow \max, \\
 B &\rightarrow \min,
 \end{aligned}
 \tag{1.1}$$

де V_p - рейсова швидкість буріння, B - вартість метра проходки свердловини за затратами, що залежать від часу, t_6 - час механічного буріння, t_d - час спуско - підіймальних операцій.

В [8] запропоновано наступний вираз для вартості метра свердловини:

$$B = \frac{B_z(t_6 + t_d) + B_d}{h_D} \quad (1.2)$$

Тут введено такі позначення: B_z - вартість години роботи бурової установки; B_d - вартість долота; h_D - проходка на долото.

Використовують також критерії оптимальності виду:

$$\begin{aligned} t_6 &\rightarrow \min \quad \text{при } h_D \geq h_0; \\ V_p &\rightarrow \max \quad \text{при } B \leq B^\Pi; \\ B &\rightarrow \min \quad \text{при } V_p \geq V_p^\Pi; \end{aligned} \quad (1.3)$$

де h_0 - задана (фіксована) проходка на долото; B^Π, V_p^Π - планові показники вартості метра проходки і рейсової швидкості проходки.

Критерії виду (1.1) і (1.3) можуть бути віднесені до локальних критеріїв оптимальності режиму буріння. Разом з тим для оптимізації режиму буріння запропоновані більш загальні критерії.

Є.А.Козловський і Р.Х.Гафіятуллін [29] показали, що використання як критерію сумарного продуктивного часу буріння

$$T = \sum_i (t_6^{(i)} + t_{СП}^{(i)} + t_D^{(i)}) \rightarrow \min \quad (1.4)$$

є більш загальним у порівнянні з рейсовою швидкістю проходки.

М.А.Мислюк і Р.І.Стефурак [38] запропонували використовувати критерії вартості B_C проходки конкретного інтервалу стовбура свердловини з урахуванням затрат, що залежать від часу і вартості доліт

$$B_C = B_{\Gamma} \sum_i (t_{\delta}^{(i)} + t_{\text{СП}}^{(i)} + t_D^{(i)}) + \sum_i B_D^{(i)} \rightarrow \min. \quad (1.5)$$

При проходці конкретного інтервалу стовбура свердловини з урахуванням можливих обмежень спеціального характеру (відбір керну, проведення промислово-геофізичних робіт і т. ін.) використання критерію В не забезпечує оптимальність в загальному розумінні, тобто за критерієм (1.5).

Найбільш загальним економічним критерієм оцінки режиму буріння, як і технології спорудження свердловини в цілому, є вартість метра проходки з урахуванням всіх затрат. Але цей критерій (у зв'язку зі специфікою його визначення) може використовуватись тільки на етапі проектування.

На практиці в задачах оптимізації режиму буріння перевага надається економічним критеріям виду (1.1). Слід зазначити, що такий підхід до оптимізації режиму буріння є в деякій мірі одностороннім і не охоплює можливі ситуації та цілі. На нашу думку, вибір локальних критеріїв оптимальності є складовою частиною загальної задачі оптимізації режиму буріння.

В [22] (В.П.Зіненко) запропоновано максимізувати такий критерій:

$$\phi = B^{\Pi} H / (t_{\delta} + t_{\epsilon}) - B - NB_D / (t_{\epsilon} + t_{\delta})$$

B^{Π} - планова вартість проходки 1м інтервалу H ; t_{ϵ} - час буріння; t_{δ} - час допоміжних робіт; N - кількість використаних доліт.

1.2.2. Технології відробки доліт на основі аналізу промислових даних.

Рациональні типи доліт і значення режимних параметрів для буріння в заданих умовах можуть бути вибрані на основі аналізу промислових результатів відробки доліт у подібних умовах. При цьому часто виникає потреба порівнювати критерії відробки доліт для різних вибірок з промислових даних, які відповідають різним типам доліт і значенням режимних параметрів. При цьому для прийняття обґрунтованих рішень недостатньо порівняти лише середні значення, оскільки різниця між ними може бути обумовлена випадковостями вибору. Тому необхідний статистичний аналіз вибірок,

процедура якого описана, зокрема, в [24, 70]. Процедура аналізу особливо спрощується, якщо на буровому підприємстві ведеться комп'ютерний облік результатів і умов відробки доліт, для цього досить створити невелику програму [70]. Вибір раціональних типів доліт і режимних параметрів часто ускладнюється браком інформації про тип і властивості розбурюваних порід у даних інтервалах та її недостовірністю.

1.2.3. Технології відробки доліт з використанням математичних моделей поглиблення. Використання математичних моделей поглиблення свердловини дозволяє прогнозувати значення показників відробки доліт в залежності від режимних параметрів і таким чином допомагає проектувати оптимальні режими буріння для заданих умов.

За Г.Д.Бревдо [8] моделі поглиблення розділяють на інтегральні, диференціальні та змішані (комбіновані).

Інтегральні моделі відображають залежність показників роботи доліт в середньому за рейс від режимних параметрів. Ці моделі передбачають постійність режимних параметрів протягом рейсу і мають вигляд:

$$\begin{aligned} h_d &= h(G, \omega, Q, a), \\ T_d &= T(G, \omega, Q, b), \end{aligned} \tag{1.6}$$

де h_d - проходка на долото; T_d – довговічність долота; G, ω, Q - осьове навантаження, частота обертання і продуктивність бурових насосів; a, b – вектори параметрів моделей, які характеризують конструктивні особливості долота та умови його роботи.

Диференціальні моделі враховують залежність показників роботи доліт від режимних параметрів в часі. Такі моделі допускають зміну параметрів режиму буріння в часі t та представляються у вигляді диференціальних рівнянь:

$$\begin{aligned}\frac{dh}{dt} &= V(G, \omega, Q, t, a), \\ \frac{dO}{dt} &= O(G, \omega, Q, t, b), \\ \frac{d\Pi}{dt} &= \Pi(G, \omega, Q, t, c),\end{aligned}\tag{1.7}$$

де O , Π - відповідні функції стану озброєння та опори долота; a, b, c – вектори параметрів моделі.

Змішані моделі допускають сумісне використання диференціальних та інтегральних моделей. Наприклад:

$$\begin{aligned}\frac{dh}{dt} &= V(G, \omega, Q, t, a), \\ T_d &= T(G, \omega, Q, b).\end{aligned}\tag{1.8}$$

Математичні моделі поглиблення свердловини повинні задовольняти певні вимоги, серед яких найбільш важливі вимоги точності опису процесу буріння та ідентифікації моделі. Ці вимоги досягаються ідентифікацією моделей в заданих умовах буріння.

Формули для опису процесу буріння в залежності від режимних параметрів, які запропоновані різними авторами, характеризуються деякою відмінністю за структурою, впливовими параметрами тощо. На даний час вважається, що в якісному плані процес механічного буріння вивчений достатньо повно.

Л.І.Штурман і Р.А.Бадалов на основі обробки промислового матеріалу показали, що залежність механічної швидкості V_M від осьового навантаження G і кутової швидкості ω обертання долота може бути представлена формулою

$$V_M = aG^x \omega^y,\tag{1.9}$$

де a , x , y – емпіричні коефіцієнти, які залежать від типорозміру долота, механічних властивостей гірської породи, типу і властивостей промивального агента, його об'ємної витрати і т. ін. Коефіцієнти x і y визначаються в широких

2008



межах і найчастіше $x \geq 1$, а $y \leq 1$. За Г.Д.Бревдо [8] випадок $x < 1$ вказувався тільки В.С.Федоровим, В.Г.Беліковим і С.А.Посташом.

Лінія досконалого очищення діаграми M.G.Bingham описується рівнянням

$$\frac{V_M}{n} = a \left(\frac{G}{D_d} \right)^b, \quad (1.10)$$

де a , b – емпіричні коефіцієнти; n – частота обертання долота; D_d – діаметр долота.

У зарубіжній практиці широко застосовується модель Е.Галле-Г.Вудса

$$V_M = k \left(\frac{G}{D_d} \right)^\alpha \omega^\beta, \quad (1.11)$$

де k – коефіцієнт буримості; α , β – емпіричні коефіцієнти.

Для опису процесу буріння з урахуванням умов вибівної промивки J.R.Eskel запропонував формулу

$$V_M = a G^\alpha \omega^\beta \text{Re}_d^\gamma, \quad (1.12)$$

де Re_d – число Рейнольдса в насадках долота; a , α , β , γ – емпіричні коефіцієнти.

Г.Д.Бревдо для буріння пропонує модель

$$V_M = \frac{a G^x \omega^y}{1 + (bG)^k}, \quad (1.13)$$

де b , k – коефіцієнти, що визначаються якістю очищення вибою свердловини.

Модель (1.13) узагальнює рівняння виду (1.9)-(1.12). Г.Д.Бревдо показав, що при $\omega = \text{idem}$ рівняння (1.13) описує в якісному плані діаграму M.G.Bingham.

Подібна залежність пропонується А.А.Погарським [63]:

$$V_M = \frac{\alpha \left(\frac{G}{D_D} \right)^x \omega^y}{1 + \left(b \frac{G}{D_D} \right)^z}.$$

Г.Н.Семенов в [73] пропонує такий вираз для механічної швидкості буріння:

$$V_M = C \frac{G \omega^2 D^2}{N}.$$

тут $N = G^\delta N^\delta$ - потужність обертання долота, спрямована на руйнування породи.

Р.М.Ейгелес [87], Н.А.Колесников [30] підходять до побудови залежності проходки та механічної швидкості буріння від режимних параметрів шляхом розгляду процесу руйнування гірських порід, але цей підхід стикається зі значними математичними складностями і аналітичних залежностей тут не отримано.

Функціональні рівняння процесу буріння в безрозмірних комплексах були запропоновані Б.Й.Єсьманом і Т.А.Кірія, А.М.Погорельським, Г.Г.Габузовим та іншими дослідниками. Наприклад, рівняння Б.Й.Єсьмана і Т.А.Кірія має вигляд

$$\frac{V_M}{Q^{1/3} \omega^{2/3}} = f \left(\frac{\sigma_p F_D}{G}, \frac{p_\Gamma F_D}{G}, \frac{\eta \omega F_D}{G}, \frac{F_B}{F_K} \right), \quad (1.14)$$

де Q – продуктивність насосів; σ_p – опір породи руйнування; F_D, F_B, F_K - відповідно площі опорної поверхні долота, вибою і затрубного простору; p_Γ - гідравлічний тиск на вибій; η - пластична в'язкість бурового розчину.

Зазначимо, що функціональні рівняння процесу буріння не знайшли практичного застосування.

Н.Б. Ситников в [80] пропонує такий загальний вигляд математичної моделі поглиблення свердловини:

$$\begin{aligned}
 h &= v_0 \psi, \\
 v_0 &= v_0(G, \omega), \\
 \psi &= \frac{1}{v_0} \int_0^t v(t) dt, \\
 v &= v(t),
 \end{aligned}$$

де t -час чистого буріння (не більший за довговічність долота по опорі); $v(t)$ -залежність механічної швидкості буріння від часу, пов'язана зі зносом озброєння долота.

В роботі [81] у вирази для v_0 та h вводяться ще 2 параметри α і β .

У працях [80,81] також виводяться критерії непротиворічності математичних моделей поглиблення свердловин; зокрема, для однопараметричної моделі

$$h(x) = v(x)T(x)$$

(де $T(x)$ - час чистого буріння, x -параметр) критерій непротиворічності матиме вигляд

$$\frac{\partial v}{\partial x} \frac{\partial T}{\partial x} < 0,$$

а для моделі загального вигляду він буде виглядати так:

$$\frac{\partial \psi}{\partial G} \frac{\partial v_0}{\partial \omega} = \frac{\partial \psi}{\partial \omega} \frac{\partial v_0}{\partial G}.$$

Велике значення для математичних моделей поглиблення свердловини має врахування зносу озброєння долота. Різні автори підходять до цього питання по-різному.

Н.Б.Ситников [80,81] пропонує враховувати знос озброєння побудовою функції зносу

$$\psi = \frac{1}{v_0} \int_0^t v(t) dt,$$

причому $h = v_0 \psi$.

Г.Н.Семенов в [74] функцію зносу вводить за правилом

$$\varepsilon(t) = \frac{v_0}{v_t}, v_t = v(t),$$

причому подає її у вигляді

$$\varepsilon = (\mu m + 1)^2,$$

тут m - коефіцієнт геометрії зубців, μ - фізичний знос зубця.

С.В. Каменских, П.Ф.Осипов [27] в рамках своєї моделі розглядають знос озброєння як певні зміни в графічній залежності поглиблення за оберт від питомого навантаження.

Здебільшого ж знос озброєння розглядається як певна залежність механічної швидкості буріння від часу чистого буріння при незмінних режимних параметрах. Загальний вигляд такої залежності можна знайти в [86]:

$$v = \frac{v_0}{(1 + m_1 t_\sigma)^{m_0}}$$

$$m_1 = \varphi (n_i - 1) v_0^{n_i - 1}$$

тут
$$m_0 = \frac{1}{n_i - 1}$$

$$n_i = 0, 1, 2, \dots$$

φ – декремент згасання механічної швидкості; v_0 – механічна швидкість буріння незношеним долотом; t_σ – час чистого буріння.

З цієї залежності як частинні можна отримати наступні:

$$v = v_0 - \varphi t_\sigma \quad (n_i = 0),$$

$$v = v_0 e^{-\varphi t_\sigma} \quad (n_i = 1).$$

Ця залежність найчастіше пропонується, зокрема, в [6].

$$v = \frac{v_0}{1 + m_1 t_\sigma} \quad (n_i = 2),$$

$$v = \frac{v_0}{\sqrt{1 + m_1 t_\sigma}} \quad (n_i = 3).$$

У [6] дано залежність, яка не вкладається в вищеописану схему:

$$v = v_0 - \Delta v t^m.$$

На даний час запропоновано ряд формул для оцінки часу $T_{\text{оп}}$ роботи опори долота в залежності від параметрів режиму буріння.

За В.С.Федоровим [93] час роботи опори залежно від осьового навантаження G і кутової швидкості ω обертання долота визначається за формулою

$$T_{\text{оп}} = A / (G^\alpha \omega^\beta), \quad (1.15)$$

де A – постійна, яка залежить від конструкції опори долота, твердості і абразивності порід і властивостей бурового розчину; α , β - емпіричні коефіцієнти.

А.В.Орлов запропонував лінійну модель для оцінки часу роботи опори долота

$$T_{\text{оп}} = T_0 - aG - b\omega, \quad (1.16)$$

де T_0 , a , b - емпіричні коефіцієнти.

А.А.Афанасьєв [2] запропонував таку залежність для оцінки часу роботи опори долота

$$T_{\text{оп}} = \frac{a_1}{G\omega} - b_1G, \quad (1.17)$$

де a_1 , b_1 - емпіричні коефіцієнти.

А.І.Волобуєв та ін. [16] на основі обробки статистичного матеріалу показали, що формула (1.11) дає дещо кращі прогностні результати, ніж (1.10).

П.Ф.Осипов та ін. [27] пропонують довговічність долота по опорі визначати за витратою моторесурсу, який визначається так:

$$M_b = g\omega t_B,$$

тут M_b -моторесурс; g - питоме навантаження; ω -частота обертання; t_B – час чистого буріння до зносу.

В наш час, коли використовуються довговічні долота зарубіжного виробництва, актуальність врахування у математичній моделі стійкості по опорі зменшилася.

Л.П.Стояновський в роботі [86] зауважує, що в разі руйнування долота у свердловині підйом його частин на поверхню завдає клопоту і займає багато часу, тому зручно мати якийсь критерій, за яким можна було б визначати спрацювання долота. не підіймаючи його зі свердловини. Механічна швидкість буріння, зауважує автор, критерій ненадійний, тому що при непередбаченому переході на буріння м'яких порід вона може залишатись порівняно великою і для спрацьованого долота. На основі промислових даних автор пропонує підіймати долото, коли максимум Hv_{cp} співпадає з максимумом v_p (H -проходка; v_{cp} -середня механічна швидкість буріння; v_p -рейсова швидкість).

1.3. Методи інтенсифікації динамічних режимів відробки тришарошкових доліт

1.3.1. Коливальні процеси. При бурінні тришарошковими долотами в колоні розвиваються три види коливальних рухів – поздовжні, поперечні і крутильні коливання, які є взаємопов'язаними. Оскільки бурильна колона є системою з розподіленими параметрами, то коливальні процеси в ній відбуваються у формі поширення поздовжніх, поперечних і крутильних хвиль.

Виникнення вказаних видів коливань обумовлене різними причинами. Основними джерелами поздовжніх хвиль є взаємодія озброєння долота з вибоєм, наявність на ньому вибоїв і крутильні коливання в колоні. Відповідно до параметрів і причин виникнення поздовжні коливання умовно поділяють на зубчасті (високочастотні) і ґрунтові (низькочастотні, обумовлені вибоїнами). За природою дані види коливань у першому наближенні можна розглядати як вимушені, хоча при певних значеннях жорсткості вибою має місце зворотний зв'язок між зміщенням долота і передачею енергії в колону, що є ознакою автоколивань. Поздовжні коливання сили на долоті найбільш суттєво

впливають на процес руйнування породи, тому поняття інтенсифікації динамічних режимів означає насамперед інтенсифікацію поздовжніх коливань.

Крутильні коливання виникають внаслідок взаємодії озброєння долота з вибоєм, наявності вибоїв і нерівномірностей у обертанні ротора чи вибійного двигуна. За природою дані коливання є вимушеними. Проте, як вказують автори в [77], у колоні можуть виникати крутильні автоколивання, обумовлені наявністю від'ємного диференціального опору на долоті при певних значеннях частоти обертання. Крутильні коливання в сенсі інтенсифікації динамічних режимів представляють той інтерес, що вони можуть викликати поздовжні коливання (закручування колони призводить до деякої зміни її довжини), а також впливають на процес генерації поздовжніх коливань долотом. Самі по собі крутильні коливання не справляють значного впливу на процес руйнування порід.

Поперечні коливання в бурильній колоні виникають внаслідок взаємодії долота з вибоєм (відхилення осі долота від осі свердловини), внаслідок нестійкості стисненого низу бурильної колони і внаслідок дії на елементи колони при її обертанні відцентрової сили. Вони можуть також бути обумовлені наявністю крутильних коливань (закручування колони призводить до викривлення її у формі гвинтової лінії), зазнавати впливу поздовжніх коливань і в свою чергу впливати на поздовжні коливання. Якраз внаслідок останньої властивості вони представляють інтерес при дослідженні методів інтенсифікації динамічних режимів роботи доліт.

Таким чином, основна увага при вивченні питання інтенсифікації динамічних режимів має бути приділена поздовжнім коливанням, які виникають у бурильній колоні та спричинені роботою долота на вибої.

1.3.2. Вплив динамічних процесів на роботу бурильного інструменту.

Динамічні процеси в бурильній колоні справляють різнобічний вплив на роботу бурильного інструменту. Як вже згадувалося, і на це вказують прямо і непрямо експериментальні дані [21, 76], збільшення динамічної складової навантаження на долото призводить до більш ефективного руйнування породи і як наслідок –

до збільшення механічної швидкості проходки. На підставі загальних міркувань (енергія поздовжніх хвиль пропорційна квадрату частоти і квадрату амплітуди) можна прийти до висновку, що вплив коливань сили на долоті на ефективність руйнування породи повинен зростати з підвищенням частоти коливань принаймні в деякому діапазоні частот.

В усіх інших відношеннях поздовжні коливання сили в колоні справляють негативний вплив на роботу бурильного інструменту. Вони сприяють прискореному зносу опор доліт, бурильних труб і замків. Низькочастотні поздовжні коливання бурильного інструменту, крім того, можуть бути настільки інтенсивними, що виникають небезпечні вібрації наземного обладнання, що погіршує умови праці обслуговуючого персоналу і збільшує ризик виникнення різного роду аварій. Тому в літературі зустрічаються досить суперечливі рекомендації щодо бажаних динамічних режимів бурильної колони. Одні автори [76,77] вважають, що поздовжні коливання в колоні є шкідливі і їх потрібно всяким способом гасити, інші [21] наголошують на позитивному впливі коливань долота на процес руйнування породи і пропонують різні пристрої для їх інтенсифікації. З одного боку, швидкозмінне в часі навантаження на долото робить більш ефективним руйнування породи, з іншого - прискорює процес зносу долота та елементів бурильної колони.

Крутильні коливання сприяють прискореному зносу бурильних труб і спричиняють непередбачувані нерівномірності в обертанні долота, що призводить до порушення встановленого режиму буріння. Наприклад, в [77] наголошується, що вони підсилюють знос доліт та бурильних труб внаслідок знакозмінних навантажень, а також погіршують такі показники буріння, як проходку та механічну швидкість (тут автори виходять з того, що крива залежності механічної швидкості від частоти обертання опукла вверх).

За умови нестійкості низу бурильної колони [52,69] можуть розвиватися інтенсивні поперечні коливання, які призводять до погіршення умов роботи долота на вибої та взаємодії елементів колони зі стінками свердловини. Це

прискорює знос замків бурильних труб при бурінні абразивних порід, сприяє непередбаченому викривленню стовбура свердловини і може провокувати виникнення прихватів бурильного інструменту.

1.3.3. Методи і засоби регулювання динамічних режимів роботи доліт.

Запропоновано багато різних методів впливу на динаміку бурильної колони і динамічні режими роботи доліт. Суттєвий вплив на поздовжні коливання бурильної колони спричиняє, наприклад, встановлення амортизатора поздовжніх коливань. При цьому значно зменшується інтенсивність поздовжніх коливань у верхніх секціях колони, що захищає їх від шкідливого впливу динамічного навантаження. Як відомо з практики застосування амортизаторів в БУ “Укрбургаз”, дані пристрої встановлюють переважно між долотом і ОБТ. Проте роль амортизатора в колоні залежить як від його параметрів, так і від місця встановлення, чому на практиці не приділяється належна увага. У значній мірі впливає на динаміку і компоновка бурильної колони, особливо її низу. Про це свідчать спроби [21] змінювати динамічний режим роботи долота зміною КНБК, встановленням так званих відбивачів.

Способи інтенсифікації поздовжніх коливань можуть бути умовно розділені на активні і пасивні. Активні полягають у встановленні в колону спеціального елемента (так званого вібратора), основною функцією якого є генерація поздовжніх коливань бурильного інструменту з бажаними характеристиками. Для активних способів характерна відносна стабільність і перебачуваність характеристик коливань, можливість створення і локалізації коливань з бажаними характеристиками. Недоліком цього способу є необхідність введення в колону вібратора і додаткові витрати енергії на його роботу. Складність полягає і в тому, що вібратори серійно не випускаються і знаходяться у стадії розробки.

Пасивні способи інтенсифікації полягають у підсиленні і локалізації коливань, які генеруються під час роботи бурильного інструменту, в основному шляхом підбору оптимальних КНБК і режимних параметрів. Для них характерна менша стабільність характеристик коливань і більша залежність від

випадкових і неконтрольованих факторів, режимних параметрів, характеристики коливань важче змінювати у бажаному напрямку. Перевагою даних способів є відсутність потреби у вібраторі і додаткових затрат енергії на його роботу. Пасивні способи інтенсифікації здебільшого реалізуються встановленням у певних місцях амортизаторів з відповідними характеристиками, встановленням відбивачів, а також підбором режимних параметрів, особливо частоти обертання.

Інтенсивність крутильних коливань здебільшого зменшують, встановлюючи амортизатори крутильних коливань, схеми яких запропоновані [45].

Значна увага також приділяється впливу на поперечні коливання низу бурильної колони і долота, який здійснюється встановленням різного роду опорно-центруючих елементів. Запропоновані методики розрахунку точок встановлення таких елементів [52] з метою забезпечення необхідного рівня поперечних коливань.

1.3.4. Аналіз математичного моделювання динамічних процесів при бурінні шарошковими долотами. Запропоновані різні математичні моделі поздовжніх, крутильних і поперечних коливань у бурильній колоні.

Для вертикальної свердловини поздовжні коливання в загальному випадку описуються диференціальним рівнянням [45]

$$\rho_m \left(\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \frac{\partial u}{\partial t} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} \right) = \rho_m g + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \Phi \left(x, t, \frac{\partial u}{\partial t} \right), \quad (1.18)$$

де $u(x, t)$ - зміщення перерізу колони труб, як функція лінійної координати x і часу t ;

ρ_m - густина матеріалу труб;

g - прискорення сил тяжіння;

$\Phi \left(x, t, \frac{\partial u}{\partial t} \right)$ - інтенсивність сил опору середовища.

На практиці конвективною складовою прискорення в (1.18) нехтують і рівняння поздовжніх коливань записують в залежності від закону тертя.

Наприклад, для в'язкого тертя

$$a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + g = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + 2h \frac{\partial u}{\partial t}; \quad (1.19)$$

в'язкопластичного тертя

$$a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + g = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + 2h \frac{\partial u}{\partial t} + f_0 \operatorname{sign} \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right);$$

нелінійного в'язкопластичного тертя

$$a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + g = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \left(2k \left| \frac{\partial u}{\partial t} \right|^n + f_0 \right) \operatorname{sign} \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right),$$

де h, k, f_0 – дисипативні параметри;

n - показник нелінійності;

a - швидкість розповсюдження пружної хвилі в матеріалі труб.

Для опису поздовжніх коливань найчастіше використовують рівняння (1.19), при цьому пропонуються різні граничні умови на верху, стиках різнорідних секцій, амортизаторах і долоті. Останні найчастіше пропонуються у вигляді [40]

$$ES \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=L} = f(t), \quad (1.20)$$

або [45]

$$u(L, t) = u_0(t), \quad (1.21)$$

де E – модуль Юнга матеріалу бурильних труб, S – площа їх поперечного перерізу, L – довжина колони, $f(t)$ - залежність вимушуючої сили на долоті від часу, $u_0(t)$ - вимушуюче зміщення долота. Вказані граничні умови недостатньо адекватно описують процеси взаємодії долота з вибоєм; досить зауважити, що в жодну з них не входять характеристики вибою та коливальної системи в цілому, тому результат повинен бути незалежним від них, що суперечить

реальним процесам. Граничну умову (1.20) можна застосовувати лише за умови достатньо низького рівня коливань в колоні, граничну умову (1.21) – за умови буріння твердих порід.

Значно складніша гранична умова на долоті запропонована С.А.Молдавцевим [47]. Якщо абстрагуватися від крутильних коливань, вона може бути зведена до наступного:

$$m_{\delta}\ddot{u}_{\delta} + \beta_{\delta}\dot{u}_{\delta} = SE \frac{\partial u_1(0,t)}{\partial t} + \sum_i f(z_i, v_i),$$

де z_i, v_i – величина і швидкість втискування i -го зубця в породу, m_{δ} – маса долота. Перевагою даної граничної умови є врахування впливу багатьох різних факторів, які справляють вплив на поздовжні коливання (проте вплив деяких з них, наприклад інертності долота та окремих його шарошок, є малий і ним можна знехтувати). Руйнування породи дана умова реалістично не описує, тому що в цьому разі залежність сили на інденторі від його заглиблення не може бути зображена як функціональна. Серед її недоліків можна назвати велику кількість параметрів, значення яких важко оцінити, складність розв'язання, що може вимагати для кожного випадку окремого підходу (це в свою чергу потребує високої кваліфікації користувача). Крім того, необхідний зв'язок між зміщенням долота та заглиблення окремих зубців озброєння долота, інакше дана гранична умова буде мати недоліки, притаманні умові (1.20).

Грунтовне дослідження крутильних і поздовжніх коливань у бурильній колоні виконано В.В.Симоновим і Є.К.Юніним [77]. Автори вважають, що крутильні коливання зароджуються як автоколивання за умови від'ємного диференціального опору (зменшення сили тертя з ростом швидкості, а така властивість притаманна для тертя). Задача для крутильних коливань має такий вигляд:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} + f \left(\frac{\partial \varphi}{\partial t} \right) = \lambda^2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2}, \\ \varphi|_{x=0} = \omega t, \\ GI_p \frac{\partial \varphi}{\partial x} \Big|_{x=l} = -M_c \left(\frac{\partial \varphi}{\partial t} \right) \Big|_{x=l}. \end{cases}$$

Тут $\lambda = \sqrt{\frac{GI_p}{I}}$ - швидкість поширення крутильних збурень по колоні; G - модуль зсуву матеріалу колони; φ - кут закручування, I_p - полярний момент інерції колони; $f \left(\frac{\partial \varphi}{\partial t} \right)$ - дисипативний член; ω - частота обертання колони; M_c - момент опору обертанню стержня при $x=l$; причому як f , так і M_c на деякій області $\frac{\partial \varphi}{\partial t}$ спадають.

В даній праці показано, що розв'язком даної задачі можуть бути автоколивання з періодом

$$T = \frac{4l}{\lambda}.$$

З результатів розрахунків, проведених авторами, також видно, що внаслідок крутильних автоколивань кутова швидкість на долоті змінюється в 2.7 раза, а навантаження на долото - в 1.5 раза, що, як зауважують автори, може в свою чергу породжувати поздовжні коливання.

Для вивчення радіальних коливань долота пропонуються різні математичні моделі [19,91]. Е.Пражський досліджував радіальні коливання на основі розв'язання системи диференціальних рівнянь:

$$\begin{aligned} m \ddot{\xi} \pm k_1 \dot{\xi} &= F_c \cos(\omega t + \varphi_0), \\ m \ddot{\eta} \pm k_1 \dot{\eta} &= F_c \sin(\omega t + \varphi_0). \end{aligned} \quad (1.22)$$

Тут m - маса нижньої частини КНБК; k_1 - коефіцієнт, що враховує жорсткість нижньої частини бурильної колони; F_c - циклічна сила, що

обумовлена недосконалістю долота; ω, φ_0 – частота обертання долота і початковий кут повороту.

В.Г.Григулецький [19] пропонує вивчати радіальні коливання долота на основі рівняння

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} + c_H z + k_{11} \frac{dz}{dt} = c_{11} r e^{i\omega t}. \quad (1.23)$$

де c_{11} – коефіцієнт, що визначає статичну жорсткість системи долото - ОБТ; k_{11} – коефіцієнт, що враховує сили опору при обертанні долота; r – зміщення осі долота відносно центру вибою.

На основі розв'язку даного рівняння автор отримав рівняння траєкторії руху центра долота і приходять до висновку, що при збільшенні частоти обертання відбувається “самоцентровка” долота, тобто амплітуда радіальних коливань зменшується.

У роботі [19] також приділяється значна увага поперечним коливанням елементів бурильної колони. На основі загальних припущень В.Г. Григулецький виводить наступну систему диферівнянь, що описують поперечні коливні процеси в бурильній колоні:

$$\begin{aligned} EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + M_k \frac{\partial^3 z}{\partial x^3} + \frac{\partial}{\partial x} \left((F - px) \frac{\partial y}{\partial x} \right) - m\omega^2 y + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} &= -2\omega \frac{\partial z}{\partial t} m, \\ EJ \frac{\partial^4 z}{\partial x^4} + M_k \frac{\partial^3 y}{\partial x^3} + \frac{\partial}{\partial x} \left((F - px) \frac{\partial z}{\partial x} \right) - m\omega^2 z + m \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} &= 2\omega \frac{\partial y}{\partial t} m. \end{aligned} \quad (1.24)$$

Тут вісь x спрямована вздовж колони; EJ - жорсткість бурильних труб на згин; p, m - вага і маса одиниці довжини труб; ω – частота обертання колони.

Автор зауважує, що точне розв'язання системи (1.24) пов'язане зі значними математичними складнощами і використовує її для дослідження стійкості бурильної колони у різних частинних випадках.

1.4. Висновки до розділу 1

На протязі останніх років в БУ “Укрбургаз” спостерігається тенденція до зменшення механічної швидкості буріння тришарошковими долотами (за 1998-2000 рр. спостерігається незначне її збільшення). Це обумовлює потребу в удосконаленні технології відробки доліт.

Технологія відробки може бути вдосконалена різними шляхами:

- 1) раціональним вибором типів доліт для буріння в заданих умовах
- 2) підбором режимних параметрів на основі аналізу промислових даних про відробку або на основі розрахунків за допомогою математичної моделі поглиблення;
- 3) інтенсифікацією динамічних режимів роботи доліт.

Коливання, що виникають в колоні при бурінні, шкідливо впливають на роботу бурильного інструменту. Тому при дослідженні інтенсифікації постає протиречива задача: збільшувати динамічний вплив долота на породу, забезпечивши при цьому якомога менший шкідливий вплив коливань на роботу і довговічність елементів бурильної колони. Безумовно, інтенсивні коливання навантаження на долото призведуть до зменшення часу його роботи на вибої, проте проходка на долото може при цьому навіть зрости за рахунок суттєвого збільшення механічної швидкості. Тому в колоні доцільно підтримувати певний рівень коливань, при якому проходка на долото не зменшується (або в усякому разі зменшення її з надлишком компенсується скороченням витрат на довбання).

Незважаючи на значну кількість математичних моделей поздовжніх коливань при бурінні, ми не зустріли серед них такої, яка б описувала бурильну колону, долото і вибій як єдину коливальну систему і дозволяла побудову алгоритму, що дає змогу в автоматизованому режимі розраховувати коливання користувачеві, не знайомому глибоко з методами математичної фізики (розв’язок диференціальних рівнянь в частинних похідних). У зв’язку з відсутністю штучних припущень така модель дозволить більш правдоподібно

розраховувати поздовжні коливання, що генеруються при взаємодії долота з вибоєм. Побудова її (а також створення відповідної програми) дасть можливість швидко й ефективно оцінювати різні КНБК і долота з точки зору поздовжніх коливань та вибирати режимні параметри, які забезпечували б раціональний динамічний режим їх роботи.

РОЗДІЛ 2.

МОДЕЛЮВАННЯ ПОЗДОВЖНІХ КОЛИВАНЬ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ПРИ БУРІННІ ТРИЩАРОШКОВИМИ ДОЛОТАМИ

2.1. Постановка задачі

Математична модель, що розглядається в даній праці, побудована для опису поздовжніх коливань бурильної колони, які виникають внаслідок взаємодії озброєння долота з вибоєм у процесі буріння. Коливання, обумовлені пульсаціями тиску бурового розчину, поздовжні автоколивання та інші види коливань дана модель не враховує.

Ми не ставили перед собою завдання розв'язати основну задачу механіки з урахуванням всіх факторів і точно розрахувати зміщення і силу в будь-якому перерізі колони в будь-який момент часу; це буде вимагати масу вхідної інформації і через те зробить модель непрактичною. Складність і непередбачуваність природних факторів і самого процесу буріння робить такий розв'язок недоцільним і неможливим. Ми ставили за мету створити модель, яка б дозволила вивчити вплив основних факторів (режимні параметри, типи КНБК та ін.) на інтенсивність і частотні характеристики поздовжніх коливань в різних перерізах колони. Така модель може бути використана і як інструмент в руках дослідника, що прагне створити КНБК з бажаними динамічними характеристиками (байдуже, чи з метою посилення коливань, чи їх послаблення), і в умовах практичного буріння, коли при наявних засобах та можливостях необхідно вибрати КНБК та режимні параметри, які поряд з урахуванням інших вимог до них забезпечили б оптимальний динамічний режим роботи долота. Тому необхідним завершенням створення такої моделі є побудова комп'ютерної програми, яка була би проста в користуванні та забезпечила моделювання в автоматизованому режимі. Результати її роботи повинні бути максимально зручні і доступні для аналізу. Запропонована нами

модель поздовжніх коливань в бурильній колоні в основному задовольняє сформульовані вимоги.

Бурильна колона моделюється як система з розподіленими параметрами. Бурильні труби представлені в моделі як стержні з відповідними довжиною, площею поперечного перерізу, модулем пружності і густиною матеріалу. Припускається, що тертя труб лінійно залежить від швидкості руху елементів труб. З даних припущень випливає, що кожен з однорідних секцій труб можна описати загальновідомим хвильовим рівнянням коливань стержня з згасанням:

$$\frac{E_r}{\rho_r} \frac{\partial^2 u_r}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 u_r}{\partial t^2} + 2\beta_r \frac{\partial u_r}{\partial t} - g, \quad (2.1)$$

де E_r, ρ_r, β_r - модуль пружності, густина матеріалу і коефіцієнт в'язкого тертя для r -ї однорідної секції; u_r - зміщення елемента r -ї секції з координатою x для часу t ; g - прискорення вільного падіння. За додатний напрям осі x , зміщень і сил вибрано напрям від гирла свердловини до вибою. У цьому ж напрямі нумеруються секції.

Коефіцієнт β_r враховує втрати енергії на тертя бурильних труб об стінки свердловини та об буровий розчин. У даній роботі для нього приймалися значення ($0.1-0.2 \text{ c}^{-1}$), отримані за методикою Александрова. Ми, як і більшість дослідників, приймаємо, що сила тертя труб об розчин і стінки свердловини пропорційна швидкості їх взаємного руху, хоча, взагалі кажучи, ця залежність нелінійна. Впливом пульсацій швидкості руху бурового розчину нехтуємо, оскільки частота даних коливань низька і вплив їх на рух колони, за нашими оцінками, незначний.

Взаємодія секцій між собою на стиках, у місцях встановлення амортизаторів чи іншого обладнання (яке в даній моделі вважається матеріальною точкою), а також взаємодія колони з буровою установкою і долота з вибоєм моделюється відповідними граничними умовами.

Стики між однорідними секціями труб з різними параметрами вважаються абсолютно жорсткими (відсутній всякий взаємний рух елементів на

стиках). Тому граничні умови на стиках повинні зображати рівність відповідних зміщень і сил пружності і для r -го стику можуть бути записані наступним чином :

$$u_r \Big|_{x=L_r} = u_{r+1} \Big|_{x=L_r}, \quad (2.2)$$

$$E_r S_r \frac{\partial u_r}{\partial x} \Big|_{x=L_r} = E_{r+1} S_{r+1} \frac{\partial u_{r+1}}{\partial x} \Big|_{x=L_r} + \rho_p g L_r (S_{r+1} - S_r),$$

де L_r -координата нижнього кінця r -ї секції, S_r -площа поперечного перерізу r -ї секції, ρ_p - густина бурового розчину.

Гранична умова на верхньому кінці першої секції зображає динамічні властивості бурової установки. У даній моделі вона розглядається як пружно-демпфуючий елемент з відповідними жорсткістю ξ_B і коефіцієнтом лінійного тертя β_B , за допомогою якого колона зв'язана з нерухомою землею поверхнею. У такому припущенні верхня гранична умова подається так:

$$E_1 S_1 \frac{\partial u_1}{\partial x} \Big|_{x=0} = \xi_B u_1 \Big|_{x=0} + 2\beta_B \frac{\partial u_1}{\partial t} \Big|_{x=0}. \quad (2.3)$$

Існує багато різних конструкцій бурових амортизаторів. В описуваній моделі можуть розглядатися ті з них, які можна подати у вигляді пружно-демпфуючих елементів з еквівалентними жорсткістю ξ_{A_j} і коефіцієнтом тертя β_{A_j} , а також масою верхнього m_{1j} і нижнього m_{2j} рухомих елементів (j - порядковий номер амортизатора, рахуючи від гирла свердловини). Амортизатор зображається як специфічна гранична умова на стику секцій, яку можна отримати на підставі наступних міркувань. Сила F_A , яка виникає внаслідок взаємодії рухомих частин амортизатора, є сумою сил пружності F_{np} і в'язкого тертя F_{mp} . Сила пружності пропорційна до взаємного зміщення рухомих частин

$$F_{np} = \xi_{A_j} (u_r - u_{r+1}) \Big|_{x=L_r},$$

а сила тертя пропорційна до швидкості їх взаємного руху

$$F_{mp} = \beta_{Aj} \left(\frac{\partial u_r}{\partial t} - \frac{\partial u_{r+1}}{\partial t} \right) \Big|_{x=L_r},$$

де r - порядковий номер секції, після якої встановлений амортизатор. Для сили F_A отримуємо такий вираз:

$$F_A = \xi_{Aj} (u_r - u_{r+1}) \Big|_{x=L_r} + \beta_{Aj} \left(\frac{\partial u_r}{\partial t} - \frac{\partial u_{r+1}}{\partial t} \right) \Big|_{x=L_r}.$$

Згідно закону додавання сил маємо, що сила, з якою верхня секція колони діє на амортизатор, рівна сумі сили F_A і сили, що спричиняє прискорення верхньої рухомої частини амортизатора:

$$\left(-E_r S_r \frac{\partial u_r}{\partial x} \right) \Big|_{x=L_r} = \left(\xi_{Aj} (u_r - u_{r+1}) + \beta_{Aj} \left(\frac{\partial u_r}{\partial t} - \frac{\partial u_{r+1}}{\partial t} \right) + m_{1j} \frac{\partial^2 u_r}{\partial t^2} \right) \Big|_{x=L_r} + \rho_P g L_r S_r \quad (2.4)$$

З аналогічних міркувань можна отримати, що сила F_A рівна сумі сили, що спричиняє прискорення маси нижньої рухомої частини амортизатора і сили, з якою амортизатор діє на нижню секцію бурильної колони:

$$\begin{aligned} & \left(\xi_{Aj} (u_r - u_{r+1}) + \beta_{Aj} \left(\frac{\partial u_r}{\partial t} - \frac{\partial u_{r+1}}{\partial t} \right) \right) \Big|_{x=L_r} - \rho_P g L_r S_{r+1} = \\ & = \left(m_{2j} \frac{\partial^2 u_{r+1}}{\partial t^2} - E_{r+1} S_{r+1} \frac{\partial u_{r+1}}{\partial x} \right) \Big|_{x=L_r}. \end{aligned} \quad (2.5)$$

Дві останні рівності якраз і становлять граничну умову, за допомогою якої моделюється робота амортизатора.

Тепер зупинимось більш детально на граничній умові, що моделює взаємодію долота з вибоєм свердловини. Вона повинна враховувати еквівалентні пружність і демпфування вибою, можливу нерівність його поверхні (вибоїни), а також рухи і сили, що виникають внаслідок взаємодії долота з вибоєм. Будемо виходити з функції $\tilde{u}(t)$, яка є розв'язком кінематичної задачі про рухи долота, що взаємодіє з абсолютно твердим

вибоєм. Хоча цю функцію важко отримати в аналітичному вигляді, вона може бути легко розрахована чисельно описаним далі методом.

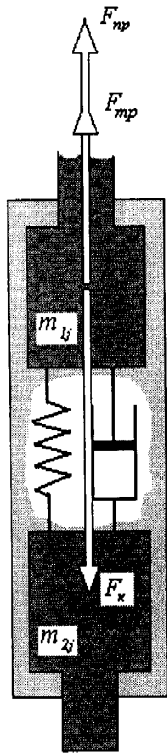


Рис.2.1. Розрахункова схема граничної умови на амортизаторі

Сила, з якою долото діє на вибій, рівна сумі сили пружності вибою і сили в'язкого тертя (яка відображає демпфування). Сила пружності пропорційна до величини деформації вибою (точніше – взаємодіючих з озброєнням долота частин його поверхні). Деформація ж вибою є не що інакше, як зміщення взаємодіючих з вибоєм зубців озброєння долота відносно поверхні вибою (заглиблення зубців у вибій). Зміщення контактуючих з вибоєм зубців озброєння є сумою зміщення долота як цілого $u_n(L_n, t)$ і зміщення відповідних зубців озброєння $\tilde{u}(t)$ відносно долота. Тут n - порядковий номер найнижчої секції, L_n - координата вибою.

Вибойни в нашій моделі можна представити періодичним у часі додатковим зміщенням поверхні вибою – $u_B(t)$. Статичне навантаження на долото спричиняє певну деформацію вибою, яку позначимо через u_0 . У цих

позначеннях сила пружності вибою може бути виражена так:

$$F_{np}(t) = -\xi_H (u_n(L_n, t) + \tilde{u}(t) + u_B(t) + u_0).$$

На підставі аналогічних міркувань отримуємо вираз для сили демпфування (оскільки вона так само залежить від швидкості руху взаємодіючих зубців озброєння відносно поверхні недеформованого вибою):

$$F_{mp}(t) = -\beta_H \left(\left. \frac{\partial u_n}{\partial t} \right|_{x=L_n} + \frac{d\tilde{u}(t)}{dt} + \frac{du_B(t)}{dt} \right).$$

Отже, силу взаємодії долота з вибоєм можна представити у вигляді

$$F(t) = -\xi_H (u_n(L_n, t) + \tilde{u}(t) + u_B(t) + u_0) - \beta_H \left(\left. \frac{\partial u_n}{\partial t} \right|_{x=L_n} + \frac{d\tilde{u}(t)}{dt} + \frac{du_B(t)}{dt} \right)$$

Але вона рівна силі пружності колони в точці вибою ($x = L_n$). Тому буде справедливою рівність

$$E_n S_n \left. \frac{\partial u_n}{\partial x} \right|_{x=L_n} + \rho_P g L_n S_n = \xi_H (u_n|_{x=L_n} + \tilde{u}(t) + u_B(t) + u_0) + \beta_H \left(\left. \frac{\partial u_n}{\partial t} \right|_{x=L_n} + \frac{d\tilde{u}(t)}{dt} + \frac{du_B(t)}{dt} \right) \quad (2.6)$$

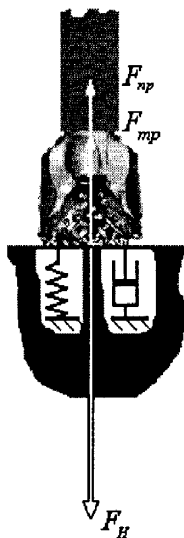


Рис. 2.2. Розрахункова схема граничної умови на долоті.

Дана рівність становить граничну умову, що описує взаємодію долота з вибоєм.

Жорсткість вибою може бути оцінена за формулою

$$\xi_H = N \frac{E_B d}{1 - \mu^2},$$

де N – кількість взаємодіючих з вибоєм зубців озброєння долота, d – діаметр площадки притуплення зубців, E_B , μ – відповідно модуль Юнга та коефіцієнт Пуассона гірської породи. Приблизні значення жорсткості вибою для різних порід наведені нижче.

Коефіцієнт демпфування β_H відображає втрати енергії на роботу проти сил в'язкості гірської породи та на поширення сейсмічних хвиль. Наявність демпфування на вибої обумовлює наступний ефект: при однакових величинах заглиблення зубця озброєння в породу сила реакції породи буде менша при виході його з породи, ніж при вході в неї. На підставі цього можна стверджувати, що лінійне демпфування грубо, в першому наближенні відображає також і руйнування породи. Реалістичний опис руйнування і введення його у модель надзвичайно ускладнить процес моделювання, оскільки залежність сили на зубці від заглиблення його в породу неоднозначна і не може бути зображена у вигляді функції, не кажучи вже про те, що вона нелінійна. Вивчення характеру цієї залежності потребує постановки великої кількості експериментів для різних порід і узагальнення їх результатів. Грубо значення коефіцієнта демпфування можна отримати за даними про

в'язкість гірських порід, оцінену на основі вивчення релаксаційних процесів в них. За даними [105], значення в'язкості знаходиться в межах 10^{10} – 10^{20} Па*с, що відповідає демпфуванню на вибої 10^4 – 10^{14} кН*с/м, хоча, не виключено, можливими є і менші значення цих величин.

Повна система диференціальних рівнянь у частинних похідних, яка описує поздовжні коливання в бурильній колоні в межах вказаних вище припущень, складається з рівнянь (2.1) і вище поданих граничних умов на гирлі, стиках між секціями, амортизаторах та на долоті (2.2) – (2.6).

Функція $u_B(t)$ може бути визначена як деяка періодична функція з періодом, втричі меншим за період обертання долота. Це пов'язано з тим, що кількість вибоїн здебільшого рівна кількості шарошок долота. Для того, щоб отриману систему рівнянь можна було розв'язувати, необхідно уточнити функцію $\tilde{u}(t)$.

2.2. Розв'язок кінематичної задачі зубчастих коливань тришарошкових доліт

Перейдемо до розрахунку вертикальних зміщень долота при уявному “бурінні” абсолютно твердого вибою (в наших позначеннях їм відповідає функція – $\tilde{u}(t)$). В принципі можлива побудова як завгодно точного розв'язку даної задачі за умови наявності повної інформації про геометрію долота та його озброєння, якщо не враховувати ковзання озброєння при бурінні, яке, взагалі кажучи, має непередбачуваний характер. Проте за умови браку цієї інформації ми вимушені скористатись наближеним розв'язком. Недоцільність точного розв'язку пов'язана також з тим, що на взаємодію долота з вибоєм впливають різні фактори, які неможливо контролювати та передбачити. Зокрема, поверхня вибою не є абсолютно плоска, розбурювана порода за механічними властивостями може бути неоднорідна, при виготовленні долота можуть допускатись деякі неточності й т. ін. До цього ще треба додати, що шарошки долота обертаються несинхронно і взаємне положення їх в момент початку

буріння невідоме. Похибки, обумовлені цими факторами (особливо відхиленням форми вибою від правильної поверхні), можуть перевищити за величиною відхилення наближеного розв'язку від точного. Крім того, долото може бути спроектоване так, що озброєння не буде взаємодіяти з вибоєм без ковзання. Тому наш розв'язок не претендуватиме на цілковиту точність, а лише на адекватний опис інтенсивності та спектра збурюваних коливань.

У випадку плоского абсолютно твердого вибою долото в кожний момент часу взаємодіє з ним за допомогою одного або двох зубців кожної з шарошок, які в цей момент зміщені найнижче відносно долота. Два зубці одної шарошки взаємодіють одночасно з вибоєм тоді, коли вони зміщені відносно долота на однакову відстань, нижче за всі інші цієї ж шарошки. Тому для розгляду кінематичної задачі можна вважати, що з вибоєм у даний момент взаємодіє лише один зубець кожної шарошки. Зрозуміло, що вертикальне зміщення долота визначається вертикальним зміщенням найнижчих зубців його шарошок. Для точного розрахунку потрібно знати відстань взаємодіючих зубців від осі долота, а це можливе лише за наявності точної інформації про розміщення вінців на шарошках. Ця інформація не відноситься до паспортних даних долота; виробники її не представляють. Тому і в зв'язку з описаними вище причинами розрахунок буде вестися в припущенні, що взаємодіючі зубці знаходяться на однаковій відстані від осі долота. Кут між віссю долота і нормаллю до поверхні вибою будемо вважати малим. Виходячи з цього, можна легко отримати, що вертикальне зміщення долота як цілого рівне третині від суми вертикальних зміщень відносно долота трьох взаємодіючих зубців, взятої з протилежним знаком (внаслідок того, що взаємодіючі зубці зміщуються вниз, долото зміщується вгору):

$$\tilde{u}(t) = \frac{u_I(t)l_{II}l_{III} + u_{II}(t)l_I l_{III} + u_{III}(t)l_I l_{II}}{l_I l_{II} + l_{II} l_{III} + l_I l_{III}}, \quad (2.7)$$

де $u_I(t), u_{II}(t), u_{III}(t)$ - вертикальні зміщення відносно долота взаємодіючих зубців відповідних шарошок; l_I, l_{II}, l_{III} - відстані відповідних зубців від осі долота.

Будемо вважати, що долото обертається рівномірно з кутовою частотою ω_D , а шарошки обертаються так, що озброєння не ковзає по вибою. В такому разі вони повинні обертатися також рівномірно з частотами $\omega_I, \omega_{II}, \omega_{III}$. Дані частоти пропорційні до частоти ω_D . Якщо вважати (знову ж таки за браком точної інформації), що відстань від осі долота взаємодіючих зубців крайніх вінців кожної шарошки рівна радіусу долота, то частоти обертання шарошок будуть рівні:

$$\omega_I = \frac{R_D}{R_I} \omega_D, \quad \omega_{II} = \frac{R_D}{R_{II}} \omega_D, \quad \omega_{III} = \frac{R_D}{R_{III}} \omega_D,$$

де $R_D, R_I, R_{II}, R_{III}$ - радіуси долота і зовнішніх вінців відповідних шарошок. Радіуси зовнішніх вінців можна знайти, вимірявши відстані $d_{I3}, d_{II3}, d_{III3}$ між сусідніми зубцями зовнішніх вінців і порахувавши кількість $n_{I3}, n_{II3}, n_{III3}$ зубців у цих вінцях:

$$R_I \approx \frac{n_{I3} d_{I3}}{2\pi}, \quad R_{II} \approx \frac{n_{II3} d_{II3}}{2\pi}, \quad R_{III} \approx \frac{n_{III3} d_{III3}}{2\pi}.$$

Подібним чином можна розрахувати радіуси інших вінців.

Вертикальне зміщення зубців певного вінця певної шарошки можна легко розрахувати за формулою:

$$u_{jkl} = R_{jk} (\cos(\varphi_{jkl} + \omega_j t) - 1) \sin \theta, \quad (2.8)$$

де j - номер шарошки (I, II, III), k - номер вінця, l - номер зубця у вінці, R_{jk} - радіус вінця, ω_j - частота обертання шарошки, θ - кут нахилу осей шарошок до осі долота.

Початкову фазу φ_{jkl} зубця можна легко розрахувати в разі періодичного розміщення зубців на вінці, якщо знаємо початкову фазу першого зубця відносно його найнижчого положення:

$$\varphi_{jkl} = \varphi_{jk1} + (l-1) \frac{2\pi}{n_{jk}}.$$

З формули (2.8) зрозуміло, що якщо зубець займає найнижче з можливих своїх положень, то його зміщення $u_{jkl} = 0$. Зі всіх зубців шарошки взаємодіяти з вибоєм буде той, u_{jkl} якого буде найбільшим. Якщо знайти в певний момент часу t зміщення u_{jkl} взаємодіючих зубців для кожної шарошки і підставити їх замість $u_j(t)$ у формулу (2.7), будемо мати взяте з протилежним знаком вертикальне зміщення долота ($\tilde{u}(t)$). Таким чином, для розрахунку вертикальних зміщень долота $-\tilde{u}(t)$ потрібна наступна інформація:

- діаметр долота (з паспортних даних);
- кут нахилу θ осей шарошок до осі долота;
- кількість зубців n_{jk} і відстань між зубцями d_{jk} у кожному вінці кожної шарошки;
- фазові кути φ_{jk1} , що визначають взаємне положення зубців у різних вінцях кожної шарошки. Цей параметр важко виміряти на долоті, крім того є дані, що він не контролюється принаймні деякими виробниками.

Дана процедура допускає деякі спрощення в пошуку взаємодіючих зубців, пов'язані з періодичним розміщенням зубців у вінцях, які призводять до зменшення кількості розрахунків і таким чином до збільшення швидкодії при реалізації її у вигляді програми. З урахуванням цих спрощень вона реалізована у вигляді підпрограми і входить до складу пакета програм для розрахунку поздовжніх коливань.

2.3. Розрахунок динамічних характеристик бурильної колони для усталених коливань

Система рівнянь (2.1) – (2.6) є лінійною неоднорідною системою рівнянь з лінійними неоднорідними граничними умовами. Виявляється, що її розв'язок не може бути представлений в аналітичному вигляді (внаслідок трансцендентностей, що виникають у ході розв'язання задачі Штурма-

Ліувілля), тому для його отримання застосовані чисельні методи з використанням ЕОМ.

Розв'язання системи рівнянь (2.1) – (2.6) дасть можливість отримати повну інформацію про поздовжній рух бурильної колони (в межах припущень сформульованої моделі). Інакше кажучи, ми можемо отримати зміщення, швидкість руху і силу в будь-якій точці колони в будь-який момент часу. Оскільки колона являє собою складну систему, то отримання такої інформації, будучи не складним принципово, потребує великої кількості машинних ресурсів і є недоцільним внаслідок складності аналізу отриманої інформації. Тому динаміка колони характеризується наступними величинами і залежностями:

- 1) сила і зміщення на долоті і в довільній точці колони (залежність від часу). Ці характеристики зручно представляти графічно;
- 2) спектри сили і зміщення на долоті і в довільній точці колони (вони дають можливість судити про частотний склад коливань);
- 3) амплітудно-частотні характеристики сили і зміщення (АЧХ) в довільній точці колони і на долоті (дають можливість судити про підсилення чи послаблення коливань залежно від частоти);
- 4) середньоквадратичні зміщення, силу і швидкість на долоті і в довільній точці колони – інтегральні характеристики інтенсивності коливань:

$$\langle u^2 \rangle = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} (u(x_0, t))^2 dt, \quad \langle F^2 \rangle = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} (F(x_0, t))^2 dt$$

$$\langle v^2 \rangle = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} \left(\left. \frac{\partial u}{\partial t} \right|_{x=x_0} \right)^2 dt .$$

Динаміка долота характеризується функцією $\tilde{u}(t)$, а також інтегральними характеристиками, що можуть бути отримані з неї:

$$\langle \tilde{u}^2 \rangle = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} (\tilde{u}(t))^2 dt, \quad \langle \tilde{v}^2 \rangle = \frac{1}{\omega^2 T} \int_{t_0}^{t_0+T} \left(\frac{d\tilde{u}(t)}{dt} \right)^2 dt .$$

Для розрахунку динамічних характеристик колони слід розв'язати систему (2.1) – (2.6). Розв'язок її можна будувати методом розділення змінних. Проте тригонометричні викладки, з якими при цьому доводиться мати справу, є досить складними і незручними для операцій. Крім того, виникають певні складності при побудові частинного розв'язку, що задовільняє неоднорідну граничну умову на долоті. Тому для розв'язання даної системи використовується метод комплексних зміщень. Суть методу полягає в тому, що розв'язок задачі шукається у вигляді

$$u = Be^{i(\omega t - kx)} . \quad (2.9)$$

Дійсне зміщення U виражається через комплексне зміщення u

$$U = \text{Re}(u) .$$

Тут введені позначення: B -комплексна амплітуда; $\omega = \Omega + i\gamma$ -комплексна частота, що містить інформацію про дійсну частоту Ω і згасання коливань в часі γ ; аналогічно $k = K + i\eta$ - комплексний хвильовий вектор (хвильове число), $K = \frac{2\pi}{\lambda}$ -дійсне хвильове число (λ -довжина хвилі), η – величина, що відображає згасання хвиль при поширенні їх по колоні.

Розв'язок задачі будемо будувати у вигляді суми розв'язків, що задовольняють однорідні хвильові рівняння при однорідних граничних умовах (неоднорідності просто відкидаються, таким чином можна отримати систему власних розв'язків), розв'язку, що задовольняє неоднорідні хвильові рівняння при однорідних граничних умовах (статичний розв'язок) і частинного розв'язку, що задовольняє однорідні хвильові рівняння при неоднорідних граничних умовах (описує коливання, збудені роботою долота, які нас власне і цікавлять):

$$u(x, t) = \sum_{\mu=1}^{\infty} w_{\mu}(x, t) + u_{cm}(x) + u_{z6}(x, t) .$$

Вказаний прийом може бути застосований на основі принципу суперпозицій для лінійних систем.

Побудова статичного розв'язку принципів складностей не представляє; достатньо чисельно або аналітично проінтегрувати хвильові рівняння (похідні по часу відсутні) і обчислити постійні інтегрування на основі граничних умов. Тому ця процедура тут не наводиться; можна навести лише кінцевий результат:

$$u_r = \frac{\rho_r}{2E_r} gx^2 + C_r x + D_r .$$

Постійні інтегрування C_r і D_r визначаються з наступних міркувань (співвідношення після нескладних перетворень можна отримати з граничних умов). Якщо відома сила натягу талевої системи F_B , то постійні C_1 і D_1 можна знайти зі співвідношень:

$$C_1 = \frac{F_B}{E_1 S_1}; \quad D_1 = \frac{F_B}{\xi_B} .$$

Інші постійні виражаються через вказані за допомогою рекурентних співвідношень:

при $r \neq r_j$

$$C_{r+1} = \frac{1}{E_{r+1} S_{r+1}} (E_r S_r C_r + \rho_r S_r g L_r) - \frac{\rho_{r+1}}{E_{r+1}} g L_r - \\ - \frac{\rho_p g L_r}{E_{r+1} S_{r+1}} (S_{r+1} - S_r),$$

$$D_{r+1} = \frac{g L_r^2}{2} \left(\frac{\rho_r}{E_r} - \frac{\rho_{r+1}}{E_{r+1}} \right) + L_r (C_r - C_{r+1}) + D_r;$$

при $r = r_j$

$$C_{r+1} = \frac{1}{E_{r+1} S_{r+1}} (E_r S_r C_r + \rho_r S_r g L_r + m_{1j} g + m_{2j} g) - \frac{\rho_{r+1}}{E_{r+1}} g L_r - \\ - \frac{\rho_p g L_r}{E_{r+1} S_{r+1}} (S_{r+1} - S_r);$$

$$D_{r+1} = \frac{gL_r^2}{2} \left(\frac{\rho_r}{E_r} - \frac{\rho_{r+1}}{E_{r+1}} \right) + L_r(C_r - C_{r+1}) + D_r + \frac{1}{\xi_{Aj}} (\rho_r S_r g L_r + E_r S_r C_r + m_{1j} g).$$

Необхідну величину u_0 (фігурує в граничній умові на вибої) для отримання заданої сили на гирлі можна розрахувати так:

$$u_0 = \frac{1}{\xi_H} (E_n S_n C_n + \rho_n S_n g L_n + \rho_p g L_n S_n) - \frac{\rho_n}{2E_n} g L_n^2 - C_n L_n - D_n.$$

Якщо виходити з навантаження на долото F_H , то сила на гирлі може бути розрахована так:

$$F_B = \sum_{r=1}^n (\rho_r S_r (L_r - L_{r-1}) g - \rho_p L_r (S_r - S_{r+1})) + \sum_j (m_{1j} + m_{2j}) g - F_H,$$

якщо вважати $S_{n+1} = 0$.

Для розрахунку w_j і u_{36} підставимо вираз (2.9) для u в рівняння (2.1), відкинувши неоднорідність:

$$-\frac{E_r}{\rho_r} k_r^2 = -\omega^2 + 2\beta_r i \omega$$

Слід зауважити, що основною характеристикою хвилі є частота, а не хвильове число (воно може змінюватись при переході хвилі через труби з різними властивостями, що враховано наявністю індекса r). Тому k_r може бути виражене у вигляді

$$k_r = \sqrt{\frac{\rho_r}{E_r} (\omega^2 - 2\beta_r i \omega)}.$$

Дане співвідношення називають законом дисперсії. Корінь у правій частині може приймати два протилежних за знаком значення (вони відповідають двом хвилям з однаковою частотою, що поширюються в протилежних напрямках):

$$k_r^\pm = \pm \sqrt{\frac{\rho_r}{E_r} (\omega^2 - 2\beta_r i \omega)}.$$

Для простоти прийнемо $k_r^+ = k_r$, $k_r^- = -k_r$; для всіх величин, що визначаються через k_r , позначення \pm зберігаються. Для загальної форми розв'язку отримаємо вираз:

$$u_r(x, t) = B_r^+ e^{i(\omega t - k_r x)} + B_r^- e^{i(\omega t + k_r x)}.$$

Підставимо його в граничні умови (2.2) – (2.6), не приймаючи до уваги статичну неоднорідність на вибої u_0 (враховується в статичному розв'язку):

верх:

$$ik_1 E_1 S_1 (B_{-1}^- - B_{+1}^+) = (\xi_B + 2\beta_1 i \omega) (B_{+1}^+ + B_{-1}^-)$$

стики:

$$\begin{cases} B_r^- e^{i(k_r L_r)} + B_r^+ e^{i(-k_r L_r)} = B_{r+1}^- e^{i(k_{r+1} L_r)} + B_{r+1}^+ e^{i(-k_{r+1} L_r)} \\ ik_r E_r S_r (B_r^- e^{i(k_r L_r)} - B_r^+ e^{i(-k_r L_r)}) = ik_{r+1} E_{r+1} S_{r+1} (B_{r+1}^- e^{i(k_{r+1} L_r)} - B_{r+1}^+ e^{i(-k_{r+1} L_r)}) \end{cases}$$

$r = \overline{1, n-1}; r \neq r_j$

амортизатори:

$$\begin{cases} -ik_r E_r S_r (B_r^- e^{i(k_r L_r)} - B_r^+ e^{i(-k_r L_r)}) = (\xi_{A_j} + i\omega \beta_{A_j}) (B_r^- e^{i(k_r L_r)} + B_r^+ e^{i(-k_r L_r)} - \\ - B_{r+1}^- e^{i(k_{r+1} L_r)} - B_{r+1}^+ e^{i(-k_{r+1} L_r)}) - m_1 \omega^2 (B_r^- e^{i(k_r L_r)} + B_r^+ e^{i(-k_r L_r)}) \\ (\xi_{A_j} + i\omega \beta_{A_j}) (B_r^- e^{i(k_r L_r)} + B_r^+ e^{i(-k_r L_r)} - B_{r+1}^- e^{i(k_{r+1} L_r)} - B_{r+1}^+ e^{i(-k_{r+1} L_r)}) = \\ = -m_2 \omega^2 (B_{r+1}^- e^{i(k_{r+1} L_r)} + B_{r+1}^+ e^{i(-k_{r+1} L_r)}) - ik_{r+1} E_{r+1} S_{r+1} (B_{r+1}^- e^{i(k_{r+1} L_r)} - B_{r+1}^+ e^{i(-k_{r+1} L_r)}), \end{cases}$$

$r = r_j,$

вибій:

$$\begin{aligned} & (ik_n E_n S_n (B_n^- e^{i(k_n L_n)} - B_n^+ e^{i(-k_n L_n)}) - (\xi_H + i\omega \beta_H) (B_n^- e^{i(k_n L_n)} + B_n^+ e^{i(-k_n L_n)})) e^{-i\omega t} = \\ & = \xi_H (\tilde{u}(t) + u_B(t)) + \beta_H \left(\frac{d\tilde{u}(t)}{dt} + \frac{du_B(t)}{dt} \right). \end{aligned}$$

Залежні від часу величини в правій частині останнього співвідношення можуть бути представлені наближено у вигляді

розкладу в ряд Фур'є по гармонічних коливаннях з досить великим періодом T :

$$\tilde{u}(t) + u_B(t) = \sum_{\nu=0}^{\infty} A_{\nu} e^{i\omega_{\nu} t}, \quad \omega_{\nu} = \frac{2\pi\nu}{T}.$$

Сукупність значень A_{ν} являє собою спектр вимушуючих коливань.

З урахуванням цього гранична умова на вибої буде мати вигляд:

$$\begin{aligned} (ik_n E_n S_n (B^-_n e^{ik_n L_n} - B^+_n e^{-ik_n L_n}) - (\xi_H + i\omega\beta_H) (B^-_n e^{ik_n L_n} + B^+_n e^{-ik_n L_n})) e^{i\omega t} = \\ = \sum_{\nu=0}^{\infty} A_{\nu} (\xi_H + i\omega_{\nu}\beta_H) e^{i\omega_{\nu} t}. \end{aligned}$$

Залежність від часу тут може бути усунена лише за умови $\omega = \omega_{\nu}$; в такому випадку останнє співвідношення розпадається на співвідношення для кожного з членів ряду Фур'є:

$$\begin{aligned} (ik_n E_n S_n (B^-_{n\nu} e^{ik_{n\nu} L_n} - B^+_{n\nu} e^{-ik_{n\nu} L_n}) - (\xi_H + i\omega_{\nu}\beta_H) \times \\ \times (B^-_{n\nu} e^{ik_{n\nu} L_n} + B^+_{n\nu} e^{-ik_{n\nu} L_n} - A_{\nu})) = 0 \end{aligned}$$

Сукупність даного і отриманих з граничних умов (крім умови на вибої) співвідношень (з урахуванням заміни в останніх $\omega \rightarrow \omega_{\nu}$ і $B_r \rightarrow B_{r\nu}$) являє собою повну лінійну неоднорідну алгебраїчну систему рівнянь в комплексних числах відносно $B^{\pm}_{r\nu}$. При розв'язуванні її загальновідомими методами можна дістати значення $B^{\pm}_{r\nu}$. Тоді частинний розв'язок представиться у вигляді:

$$u_{зб_r}(x, t) = \sum_{\nu=0}^{\infty} (B^+_{r\nu} e^{i(\omega_{\nu} t - k_{r\nu} x)} + B^-_{r\nu} e^{i(\omega_{\nu} t + k_{r\nu} x)}).$$

Даний розв'язок містить повну інформацію про збурені в бурильній колоні внаслідок роботи долота коливання (в рамках нашої моделі); звідси можуть бути отримані всі вищевказані характеристики коливань зміщення і сили.

Якщо розв'язувати цю ж систему рівнянь ($B^{\pm}_{r\nu} \rightarrow B^{\pm}_r, \omega_{\nu} \rightarrow \omega$), але замість A_{ν} підставити фіксовану амплітуду A_0 (наприклад, 1 мм), то для різних значень ω можна отримати різні значення B^{\pm}_r , тобто можна відтворити залежність $\hat{B}^{\pm}_r = \hat{B}^{\pm}_r(\omega)$. Тоді функція

$$G(x, \omega) = \frac{1}{A_0} (\widehat{B}^-(\omega) e^{ik_r x} + \widehat{B}^+(\omega) e^{-ik_r x})$$

буде описувати залежність зміщень в довільній точці колони від частоти збурюючого коливання. При цьому $\alpha(x, \omega) = |G(x, \omega)|$ буде мати зміст коефіцієнта підсилення коливань в точці з координатою x (це, інакше кажучи, амплітудно-частотна характеристика (АЧХ) зміщення колони в цій точці), а $\varphi(x, \omega) = \text{Arg}(G(x, \omega))$ показує зсув по фазі між збурюючим коливанням і коливанням в даній точці (фазо-частотна характеристика, ФЧХ). Аналогічний зміст, тільки по відношенню до сили, має функція

$$H(x, \omega) = -\frac{ik_r}{A_0} (\widehat{B}^-(\omega) e^{ik_r x} - \widehat{B}^+(\omega) e^{-ik_r x})$$

З неї аналогічним чином можуть бути отримані АЧХ і ФЧХ для сили. Частинний розв'язок може бути представлений у вигляді

$$u_{збр}(x, t) = \sum_{\nu=0}^{\infty} A_{\nu} G(x, \omega_{\nu}) e^{i\omega_{\nu} t},$$

або

$$u_{збр}(x, t) = \int_{-\infty}^{\infty} A(\omega) G(x, \omega) e^{i\omega t} d\omega,$$

якщо $A(\omega)$ – фур'є-образ вимушуючого коливання ($\tilde{u}(t) + u_B(t)$).

Всі описані вище процедури (розклад збурюючого коливання в ряд Фур'є, формування системи рівнянь, її розв'язання, формування частинного розв'язку, розрахунок АЧХ і характеристик коливань) реалізовані у вигляді підпрограм і входять у склад пакета програм для розрахунку динамічних характеристик бурильної колони.

Для розрахунку власних коливань колони будемо розв'язувати отриману з однорідних граничних умов (неоднорідності відкидаємо) систему лінійних алгебраїчних рівнянь:

$$ik_1 E_1 S_1 (B^{-1} - B^{+1}) = (\xi_B - 2\beta_1 i\omega)(B^{+1} + B^{-1})$$

$$\begin{cases} B^-_r e^{ik_r L_r} + B^+_r e^{-ik_r L_r} = B^-_{r+1} e^{ik_{r+1} L_r} + B^+_{r+1} e^{-ik_{r+1} L_r} \\ ik_r E_r S_r (B^-_r e^{ik_r L_r} - B^+_r e^{-ik_r L_r}) = ik_{r+1} E_{r+1} S_{r+1} (B^-_{r+1} e^{ik_{r+1} L_r} - B^+_{r+1} e^{-ik_{r+1} L_r}) \end{cases}$$

$$r = \overline{1, n-1}; r \neq r_j$$

$$\begin{cases} -ik_r E_r S_r (B^-_r e^{ik_r L_r} - B^+_r e^{-ik_r L_r}) = (\xi_{A_j} + i\omega\beta_{A_j})(B^-_r e^{ik_r L_r} + B^+_r e^{-ik_r L_r} - \\ - B^-_{r+1} e^{ik_{r+1} L_r} - B^+_{r+1} e^{-ik_{r+1} L_r}) - m_{1j} \omega^2 (B^-_r e^{ik_r L_r} + B^+_r e^{-ik_r L_r}) \\ (\xi_{A_j} + i\omega\beta_{A_j})(B^-_r e^{ik_r L_r} + B^+_r e^{-ik_r L_r} - B^-_{r+1} e^{ik_{r+1} L_r} - B^+_{r+1} e^{-ik_{r+1} L_r}) = \\ = -m_{2j} \omega^2 (B^-_{r+1} e^{ik_{r+1} L_r} + B^+_{r+1} e^{-ik_{r+1} L_r}) - ik_{r+1} E_{r+1} S_{r+1} (B^-_{r+1} e^{ik_{r+1} L_r} - B^+_{r+1} e^{-ik_{r+1} L_r}) \end{cases}$$

$$r = r_j$$

$$ik_n E_n S_n (B^-_n e^{ik_n L_n} - B^+_n e^{-ik_n L_n}) - (\xi_H + i\omega\beta_H)(B^-_n e^{ik_n L_n} + B^+_n e^{-ik_n L_n}) = 0$$

Дана система є однорідною і допускає тривіальний нульовий розв'язок (відсутність коливань взагалі). Якщо позначити матрицю системи \hat{M} , то нетривіальні розв'язки системи існують за умови

$$\det(\hat{M}) = 0.$$

Після підстановок і розрахунків можна переконатися, що це співвідношення являє собою трансцендентне рівняння в комплексних числах відносно ω (воно є еквівалентом рівнянь, що виникають при розв'язанні задачі Штурма-Ліувілля у методі розділення змінних). Це рівняння в нашому випадку має безліч коренів ω_μ . Підстановка ω_μ у вихідну систему дасть вироджену систему рівнянь. У випадку однократного виродження для ω_μ можна знайти $B^\pm_{r\mu}$, що допускають множення на довільну постійну (надалі будемо вважати їх пронормованими, тобто $|B^+_{r\mu}|^2 + |B^-_{r\mu}|^2 = 1$), що задає єдине власне коливання, яке відповідає даній частоті; у випадку багатократного виродження (спостерігається здебільшого у симетричних механічних системах) власних коливань може бути кілька ($B^\pm_{r\mu\sigma}$). Власні розв'язки задачі, таким чином, можуть бути представлені у вигляді:

$$w_{\mu}(x, t) = \sum_{\sigma=1}^{\sigma_{\mu}} C_{\mu\sigma} \left(B^{-}_{r\sigma} e^{ik_{r\mu}x} + B^{+}_{r\sigma} e^{-ik_{r\mu}x} \right) e^{i\omega_{\mu}t},$$

тут $C_{\mu\sigma}$ – довільні постійні.

Загальний розв’язок задачі можна записати у вигляді:

$$w(x, t) = \sum_{\mu=0}^{\infty} e^{i\omega_{\mu}t} \sum_{\sigma=1}^{\sigma_{\mu}} C_{\mu\sigma} \left(B^{-}_{r\sigma} e^{ik_{r\mu}x} + B^{+}_{r\sigma} e^{-ik_{r\mu}x} \right). \quad (2.10)$$

Постійні $C_{\mu\sigma}$ отримуються з тої вимоги, що $w(x, 0)$ має задовольняти початкові умови (інакше кажучи, вони є коефіцієнтами при розкладі початкових умов у ряд Фур’є по власних коливаннях). Розв’язок (2.10) описує еволюцію в часі колони як механічної системи при заданих початкових умовах.

Слід зауважити, що для реальних систем з дисипацією енергії $w_{\mu}(x, t)$ завжди буде містити множник типу $e^{-\gamma t}$, де γ - додатне число. Внаслідок цього власні коливання будуть з часом швидко згасати, і через певний проміжок часу стан колони практично не буде залежати від початкових умов (це явище характерне для так званих стійких систем). Тому при описі поздовжніх коливань, збурених роботою долота, найбільшу вагу має частинний розв’язок.

2.4. Визначення реакції бурильної колони на одиничне збурення долота

Вивчення реакції бурильної колони на одиничне збурення долота (своєрідний одиничний “імпульс”, спрямований з боку вибою) дає певне уявлення про властивості колони як коливальної системи (добротність, амплітуду, частоту і форму збурених коливань), що дає можливість повніше досліджувати вплив різних елементів компоновки на динамічні характеристики колони.

Розрахунок коливань у колоні під дією одиничного збурення мало чим відрізняється від розрахунку коливань, збурених роботою долота. Одиничне збурення (наприклад, одиничний “провал” вибою на певну величину) розкладається в ряд Фур’є по гармонічних коливаннях з досить великим

періодом (порядку 10 с), далі повторюються всі кроки, як при розрахунку коливань, збудених роботою долота. Для одиничного “провалу” долота спектр має такий вигляд:

$$A_{2\nu+1} = \frac{i}{(2\nu+1)\pi}, \quad \omega_\nu = \frac{2\pi\nu}{T}. \quad (2.11)$$

Підставивши ці значення замість розкладу збудуючих коливань долота в систему для розрахунку вимушених коливань в колоні, дістанемо $B^+_{r\nu}$, а звідси – розв’язок задачі:

$$u_{odr}(x, t) = \sum_{\nu=0}^{\infty} (B^-_{r\nu} e^{i(k_{r\nu}x + \omega_\nu t)} + B^+_{r\nu} e^{i(-k_{r\nu}x + \omega_\nu t)}). \quad (2.12)$$

Оскільки ряд (2.12), взагалі кажучи, розбіжний, то для більш-менш точного розрахунку потрібно брати принаймні кілька тисяч ненульових членів ряду (дуже високочастотні гармоніки сильно гасяться колоною і впливу на кінцевий розв’язок практично не мають, тобто практичні розрахунки подають надію, що ряд (2.12) збігається).

Описані процедури розрахунку поздовжніх коливань під впливом одиничного збудення реалізовані у вигляді підпрограм і входять до складу пакета програм для розрахунку динамічних характеристик бурильної колони.

2.5. Принципи оцінки впливу елементів КНБК на поширення в ній поздовжніх хвиль

Оскільки динамічна система “бурильна колона - долото - вибій” є складною коливальною системою, то поведінку її під впливом різних факторів важко інтерпретувати на основі відомих законів, що значно ускладнює пошук оптимальних компоновок через значну кількість змінних параметрів. Тому для цілеспрямованого пошуку є сенс у загальних рисах вивчити поширення, відбивання та поглинання поздовжніх хвиль в колоні, тобто розробити своєрідний “хвильовий” підхід до вирішення проблеми. Оскільки даний підхід представляє цікавість переважно в якісному плані, доцільно вдатися до деяких припущень, що значно спрощують розрахунки і аналіз отриманих результатів,

не змінюючи при тому якісної картини досліджуваних явищ. Так, будемо вважати, що при поширенні в трубі хвиля не поглинається, довжина труб нескінченна (значно більша за довжину хвилі, що зазвичай виконується) і т.ін.

З теорії коливань відомо, що поширення хвилі в одновимірному однорідному пружному середовищі в комплексній формі описується формулою:

$$u(x, t) = B e^{i(\omega t - kx)}. \quad (2.13)$$

Всі позначення тут аналогічні до таких у математичних викладках розділу 2.

Дослідимо, наприклад, відбивання хвиль від стику різнорідних секцій (нехай, скажімо, стик розміщений у точці $x = 0$, секція $x < 0$ (з якої надходить хвиля) має модуль пружності E_1 , густину ρ_1 і площу перерізу S_1 , а секція $x > 0$ - відповідно E_2 , ρ_2 , S_2).

Коливання у цих секціях за умови відсутності в'язкого тертя описуються рівняннями типу

$$\frac{E_i}{\rho_i} \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2}.$$

Підставивши сюди (2.13), отримаємо закон дисперсії:

$$k_i = \pm \sqrt{\frac{\rho_i}{E_i}} \omega. \quad (2.14)$$

Оскільки хвилі будуть відбиватися від стику, то коливання у секції $x < 0$ з урахуванням (2.13) у загальному вигляді можна представити так:

$$u_1(x, t) = (B_1^+ e^{ik_1 x} + B_1^- e^{-ik_1 x}) e^{-i\omega t};$$

у секції $x > 0$ наявні лише пропущені хвилі, що поширюються в додатньому напрямі:

$$u_2(x, t) = B_2^+ e^{i(\omega t - k_2 x)}.$$

Тепер підставимо отримані вирази і (2.14) в граничні умови на стику (2.2) без врахування архімедової сили (оскільки нас цікавить лише динамічна складова зміщення). В результаті після спрощень одержимо:

$$\eta_1(B_1^+ - B_1^-) = \eta_2 B_2^+,$$

$$B_1^+ + B_1^- = B_2^+,$$

де $\eta_i = \sqrt{E_i \rho_i} S_i = c_i \rho_i S_i$ – параметри бурильних труб, що відображають їх хвильові властивості (c_i – швидкість звуку у відповідній трубі). Звідси можна отримати співвідношення, які описують відбивання

$$\frac{B_1^-}{B_1^+} = \frac{\eta_1 - \eta_2}{\eta_1 + \eta_2}$$

і пропускання хвиль стиком

$$\frac{B_2^+}{B_1^+} = \frac{2\eta_1}{\eta_1 + \eta_2}$$

та можуть бути використані для отримання амплітудних і енергетичних коефіцієнтів відбивання і пропускання. З аналізу їх видно, що при $\eta_1 > \eta_2$ фаза відбитої хвилі співпадає з фазою падаючої, а при $\eta_1 < \eta_2$ - протилежна до неї.

Таким чином при утворенні стоячих хвиль на стик у першому випадку буде припадати пучність зміщення і вузол сили, а у другому – навпаки, пучність сили і вузол зміщення. Цей результат доцільно враховувати при розробці відбивачів. Амплітудні коефіцієнти відбивання і пропускання матимуть наступний вигляд:

$$K_r = \frac{|\eta_1 - \eta_2|}{\eta_1 + \eta_2}, \quad K_t = \frac{2\eta_1}{\eta_1 + \eta_2}. \quad (2.15)$$

На підставі загальних міркувань легко отримати, що поздовжна хвиля в бурильній колоні переносить потужність

$$N = \frac{1}{2} \eta B^2 \omega^2. \quad (2.16)$$

З урахуванням (2.15) і (2.16) отримаємо енергетичні коефіцієнти відбивання і пропускання:

$$K_R = \left(\frac{\eta_1 - \eta_2}{\eta_1 + \eta_2} \right)^2; \quad K_L = \frac{\eta_2}{\eta_1} \left(\frac{2\eta_1}{\eta_2 + \eta_1} \right)^2. \quad (2.17)$$

З аналізу отриманих результатів видно, що відбивання стиком коливальної енергії пропорційне квадрату різниці параметрів η для прилеглих секцій.

Аналогічним способом можна отримати амплітудний коефіцієнт відбивання хвиль від вибою (ξ_H - жорсткість вибою, β_H - демпфування на вибої):

$$K_r = \sqrt{\frac{(\eta - \beta_H)^2 \omega^2 + \xi_H^2}{(\eta + \beta_H)^2 \omega^2 + \xi_H^2}}. \quad (2.18)$$

Із (3.4) та (3.6) можна легко одержати вирази для коефіцієнтів відбивання коливальної енергії від вибою та пропускання її у вибій:

$$K_R = \frac{(\eta - \beta_H)^2 \omega^2 + \xi_H^2}{(\eta + \beta_H)^2 \omega^2 + \xi_H^2}; \quad K_L = \frac{4\eta\beta_H\omega^2}{(\eta + \beta_H)^2 \omega^2 + \xi_H^2}. \quad (2.19)$$

Легко бачити, що при $\xi_H = 0$ і заміні $\eta \rightarrow \eta_1$, $\beta_H \rightarrow \eta_2$ з формул (2.18) і (2.19) можна дістати (2.15) і (2.17), інакше кажучи, поширення хвиль у нескінченну трубу може бути точно змодельоване як певне демпфування і навпаки. Тому напрошується думка, що моделювання втрат енергії на вибої на поширення пружних сейсмічних хвиль можна здійснити без ускладнення відповідної граничної умови, прийнятої у рамках нашої моделі.

Аналогічні вирази подібним способом можна отримати для коефіцієнтів відбивання і пропускання поздовжніх хвиль буровими амортизаторами:

$$\frac{B_1^-}{B_1^+} = \frac{U_1 + iV_1}{U_3 + iV_3}; \quad \frac{B_2^+}{B_1^+} = \frac{U_2 + iV_2}{U_3 + iV_3};$$

$$K_r = \sqrt{\frac{U_1^2 + V_1^2}{U_3^2 + V_3^2}}; \quad K_l = \sqrt{\frac{U_2^2 + V_2^2}{U_3^2 + V_3^2}}. \quad (2.20)$$

Тут позначені:

$$U_1 = \omega(-\eta_1\eta_2 - m_1m_2\omega^2 - \beta(\eta_1 - \eta_2) + \xi(m_1 + m_2));$$

$$V_1 = \xi(\eta_1 - \eta_2) + \omega^2(\eta_2 m_1 - \eta_1 m_2 + (m_1 + m_2)\beta) ;$$

$$U_2 = -2\eta_1 \beta \omega ;$$

$$V_2 = 2\xi \eta_1 ;$$

$$U_3 = \omega(-\eta_1 \eta_2 + m_1 m_2 \omega^2 - \beta(\eta_1 + \eta_2) - \xi(m_1 + m_2)) ;$$

$$V_3 = \xi(\eta_1 + \eta_2) - \omega^2(\eta_2 m_1 + \eta_1 m_2 + (m_1 + m_2)\beta) ;$$

де ξ і β - коефіцієнти відповідно жорсткості та демпфування амортизатора;
 m_1 і m_2 - маси рухомих частин амортизатора.

Із формул (2.20) з урахуванням (2.16) легко отримати вирази для енергетичних коефіцієнтів відбивання і пропускання:

$$K_R = \frac{U_1^2 + V_1^2}{U_3^2 + V_3^2}; \quad K_L = \frac{\eta_1(U_2^2 + V_2^2)}{\eta_2(U_3^2 + V_3^2)}.$$

Поглинання коливальної енергії, що йде на нагрівання амортизатора, описується коефіцієнтом

$$K_Q = 1 - \frac{\eta_1(U_1^2 + V_1^2) + \eta_2(U_2^2 + V_2^2)}{\eta_1(U_3^2 + V_3^2)}.$$

Легко перевірити, що при $\xi \ll \eta_1 \omega$ і $\beta \ll \eta_1$ коефіцієнти відбивання стають близькими до 1, за таких умов амортизатор може служити добрим відбивачем хвиль. Звідси ж можна зробити висновки:

амортизатор з малим демпфуванням тим краще відбиває хвилі і тим менше їх пропускає, чим нижча частота хвиль;

будь-який амортизатор тим менше пропускає коливання у верхні секції колони, чим більша маса погонного метра секцій, що з ним контактують. Таким чином, амортизатор вигідно встановлювати всередині секцій ОБТ.

За умови $\xi \gg \eta_1 \omega$ або $\beta \gg \eta_1$ коефіцієнти пропускання стають близькими до значень, розрахованих за формулами (2.15) і (2.17), а відбивання хвиль значно зменшується, тобто амортизатор практично перестає виконувати свої функції. Як видно з рис. 2.3, коефіцієнт пропускання різко зростає, а коефіцієнт відбивання – різко спадає при низьких частотах порядку одиниць герц. При вищих частотах значення коефіцієнтів не зазнають помітних змін.

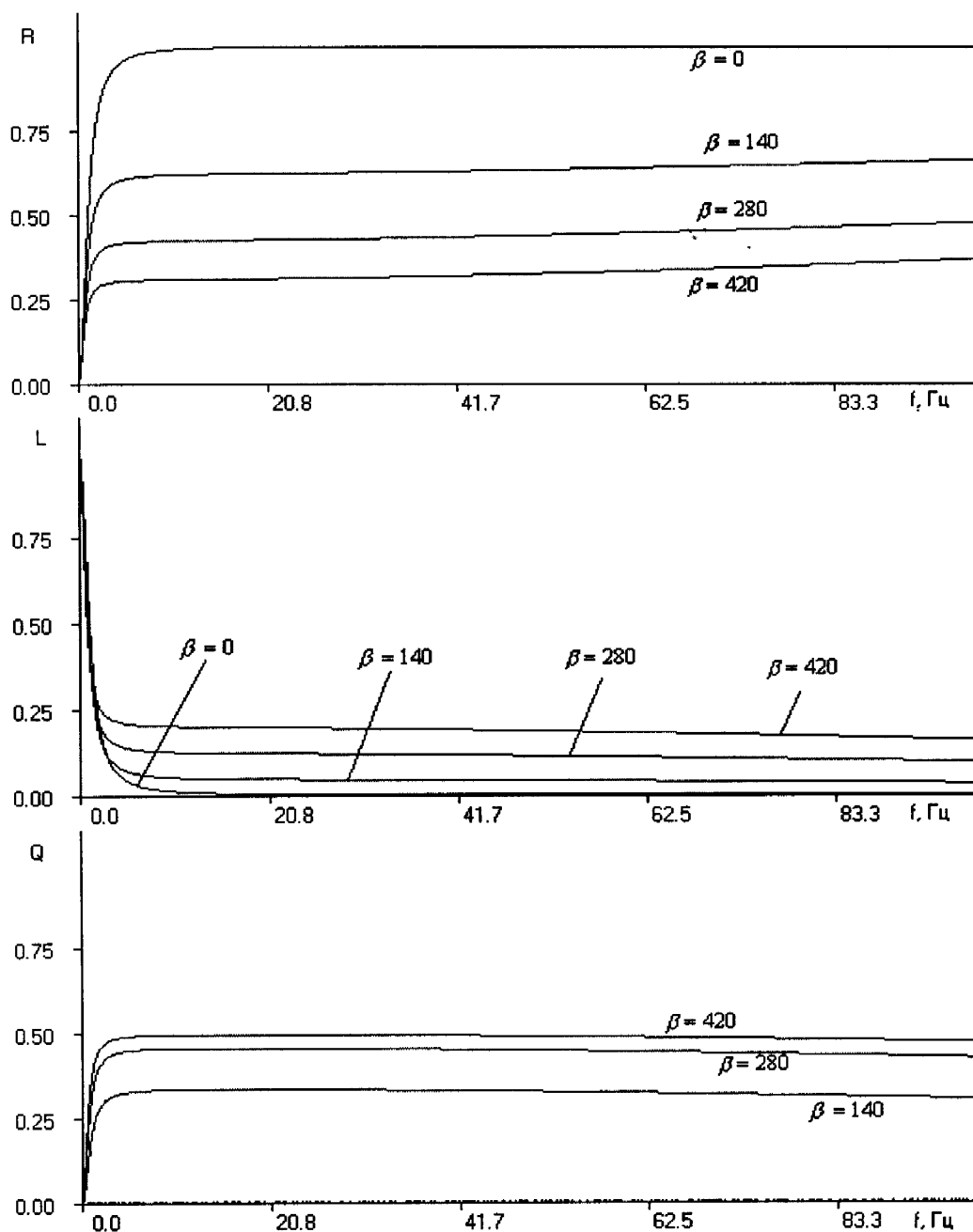


Рис. 2.3. Залежність коефіцієнтів відбивання (R), пропускання (L) і поглинання (Q) енергії амортизатором від частоти при різних значеннях коефіцієнта демпфування β (в $\text{kH}^*\text{c/м}$). Параметри амортизатора приблизно відповідають виміряним для НАБ-240. Амортизатор встановлено між секціями ОБТ-203.

Ще один цікавий факт: як показують результати розрахунків за наведеними формулами, при збільшенні демпфування поглинання енергії амортизатором спочатку зростає, а потім починає спадати, не перевищуючи при тому за максимальним значенням 0.5. Критичні значення демпфування для амортизатора НАБ-240 знаходяться в межах 300-500 кН*с/м.

Представляє цікавість також дослідження утворення хвиль в колоні внаслідок гармонічного взаємного зміщення нижнього її кінця і поверхні вибою, що в певній мірі імітує взаємодію долота з вибоєм. Припустимо, що амплітуда вказаного зміщення a , і знайдемо, як залежить амплітуда утворених хвиль і коливань поверхні вибою від неї і від інших параметрів досліджуваної системи. Для цього зручно скористатися граничною умовою (2.6), відкинувши доданки, що відповідають за статичні складові і за коливання, пов'язані з вибоїнами. Оскільки процес утворення біжучих хвиль за згаданих умов в значній мірі залежить від наявності в прилеглих секціях стоячих хвиль, то коливання в них слід описувати виразом

$$u(x, t) = B^- (e^{ikx} + \mu(e^{ikx} + e^{-ikx}))e^{i\omega t},$$

тут $\mu = \mu_r + i\mu_i$ - коефіцієнт, що описує відносний рівень стоячих хвиль в колоні (фаза його вказує на фазу стоячої хвилі на вибої). Після нескладних перетворень можна отримати вирази для амплітуд породженої роботою долота біжучої хвилі (B^-) і зміщення поверхні вибою (A), віднесених до амплітуди збурюючих коливань a :

$$\left| \frac{B^-}{a} \right| = \sqrt{\frac{\xi^2 + \omega^2 \beta^2}{(\xi(1 + 2\mu_r) - 2\mu_i \omega \beta)^2 + ((\eta + (1 + 2\mu_r)\beta)\omega + 2\xi\mu_i)^2}};$$

$$\left| \frac{A}{a} \right| = \sqrt{\frac{4(\xi\mu_r - \mu_i \omega \beta)^2 + ((\eta + 2\mu_r\beta)\omega + 2\xi\mu_i)^2}{(\xi(1 + 2\mu_r) - 2\mu_i \omega \beta)^2 + ((\eta + (1 + 2\mu_r)\beta)\omega + 2\xi\mu_i)^2}}. \quad (2.21)$$

Звідси легко отримати вирази для потужності, що поширюється в колону у вигляді енергії хвиль і потужності, що йде на виконання роботи проти сил на вибої:

$$N_{XB} = \frac{1}{2} \eta a^2 \omega^2 \frac{\xi^2 + \omega^2 \beta^2}{(\xi(1+2\mu_r) - 2\mu_i \omega \beta)^2 + ((\eta + (1+2\mu_r)\beta)\omega + 2\xi\mu_i)^2};$$

$$N_B = \frac{1}{2} \beta a^2 \omega^2 \frac{4(\xi\mu_r - \mu_i \omega \beta)^2 + ((\eta + 2\mu_r\beta)\omega + 2\xi\mu_i)^2}{(\xi(1+2\mu_r) - 2\mu_i \omega \beta)^2 + ((\eta + (1+2\mu_r)\beta)\omega + 2\xi\mu_i)^2}. \quad (2.22)$$

З отриманих виразів видно, що при збільшенні рівня стоячих хвиль потік хвильової енергії в колону зменшується. Через певний невеликий проміжок часу після початку роботи долота (коли в колоні немає ще стоячих хвиль) встановлюється такий їх рівень, що забезпечує динамічну рівновагу між надходженням коливальної енергії від долота і поглинанням її в колоні. Після цього динаміка колоні суттєво не змінюється (режим квазіусталених коливань).

Щоб дослідити загальні тенденції впливу різних параметрів на генерацію коливальної енергії, знехтуємо стоячими хвилями в колоні, що, по-перше, призведе до значного спрощення виразів і, по-друге, усуне параметр, який складно контролювати:

$$\left| \frac{B^-}{a} \right| = \sqrt{\frac{\xi^2 + \omega^2 \beta^2}{\xi^2 + (\eta + \beta\omega)^2}}; \quad \left| \frac{A}{a} \right| = \sqrt{\frac{\eta^2 \omega^2}{\xi^2 + (\eta + \beta\omega)^2}};$$

$$N_{XB} = \frac{1}{2} \eta a^2 \omega^2 \frac{\xi^2 + \omega^2 \beta^2}{\xi^2 + (\eta + \beta\omega)^2}; \quad N_B = \frac{1}{2} \beta a^2 \omega^2 \frac{\eta^2 \omega^2}{\xi^2 + (\eta + \beta\omega)^2}.$$

Легко бачити, що при $\xi \rightarrow \infty$ або $\beta \rightarrow \infty$ $\left| \frac{B^-}{a} \right| \rightarrow 1$, а $\left| \frac{A}{a} \right| \rightarrow 0$, тобто вся коливальна енергія поширюється в колону; якщо одночасно $\xi \rightarrow 0$ і $\beta \rightarrow 0$, то $\left| \frac{B^-}{a} \right| \rightarrow 0$, а $\left| \frac{A}{a} \right| \rightarrow 1$, тобто взаємодія долота з вибоєм за таких умов не

збуджує в колоні хвиль.

Більше того, як показує аналіз виразів для потужності, в останньому випадку $N_{XB} + N_B = N \rightarrow 0$, тобто долото не генерує коливальної енергії. Для числових оцінок зручно знайти

співвідношення між параметрами вибою і параметром η колони, при якому

$$\left| \frac{B^-}{a} \right| = \frac{1}{2}. \text{ Після простих перетворень маємо:}$$

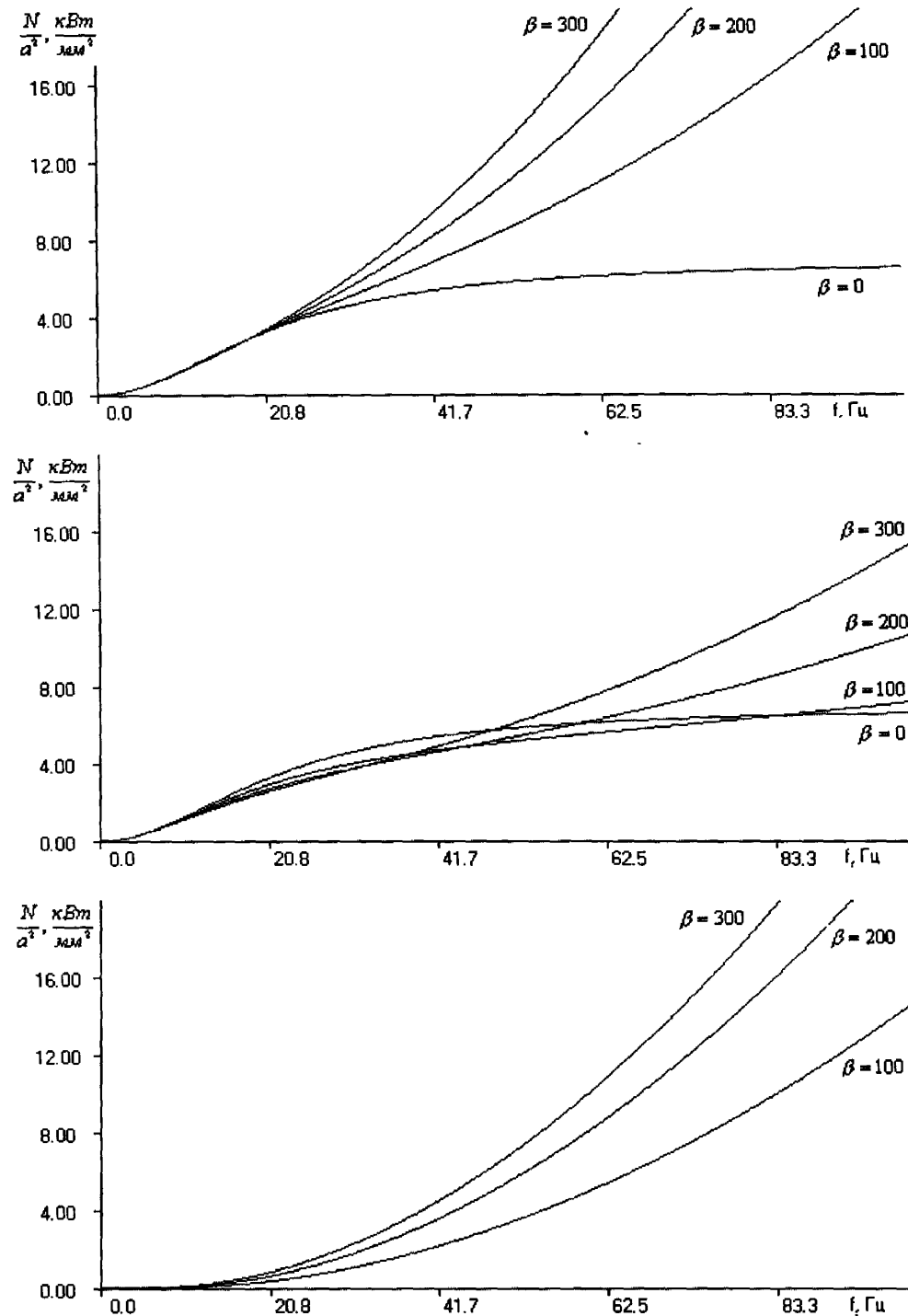


Рис. 2.4. Залежність генерації коливальної потужності долотом від частоти збуджуючого коливання для різних значень демпфування вибою за умови відсутності в колоні стоячих хвиль. Над долотом встановлена ОБТ-165. Жорсткість вибою – 100000 кН/м. На верхньому графіку приведена сумарна потужність, на середньому – потужність, що поширюється в колону, на нижньому – потужність, що йде на роботу проти сил на вибої. Для більшої універсальності потужність подана по відношенню до квадрата амплітуди вимушеного коливання. Величина β подана в кН*с/м.

$$\eta_{KP} = \sqrt{4\beta^2 + 3\frac{\xi^2}{\omega^2}} - \beta.$$

При $\eta \leq \eta_{KP}$ робота долота на вибої обумовлює відносно ефективне утворення хвиль в колоні, при $\eta \gg \eta_{KP}$ хвилі в колоні практично не утворюються. Такий вибій можна вважати м'яким відносно даної колони. При виконанні останньої умови ніякий підсилювальний пристрій, який за динамічними властивостями подібний на досить довгу трубу (а такими є різного роду відбивачі), не може ефективно виконувати свої функції. Якщо ж виконується умова $\eta \ll \eta_{KP}$, то вибій можна вважати твердим.

Наприклад, оцінимо критичну жорсткість вибою з переважними пружними властивостями ($\beta \rightarrow 0$) для колони, нижня секція якої складається з ОБТ-165 ($\eta = 725$ кН*с/м) для частоти 3 Гц (частота обумовлених вибоїнами коливань при обертанні долота зі швидкістю 60 об/хв). Розраховане значення критичної жорсткості $\xi_{KP} = 7740$ кН/м, що як для вибою є досить малою величиною. Тому вибоїни можуть спричиняти значні низькочастотні вібрації в колоні навіть при бурінні відносно м'яких порід. Для ефективної роботи відбивачів, які підсилюють зубчасті коливання (частоти порядку 100 Гц), необхідна значно більша жорсткість вибою.

Таблиця 2.1. Оцінка значення жорсткості вибою для різних категорій порід

Категорія порід	Модуль Юнга, ГПа		Коефіцієнт Пуассона	Жорсткість вибою, МН/м	
	Мін.	Макс.		Мін.	Макс.
1	1	2	0,4	17,8	35,7
2	3	10	0,3	49,4	164,8
3	1	39	0,3	16,4	642,8
4	6	55	0,25	96,0	880,0
5	10	50	0,3	164,8	824,1
6	10	70	0,3	164,8	1153,8
7	50	100	0,3	824,1	1648,3
8	33	100	0,2	515,6	1562,5
9	45	100	0,25	720,0	1600,0
10	35	100	0,25	560,0	1600,0
11	100	100	0,25	1600,0	1600,0
12	100	100	0,25	1600,0	1600,0

Оскільки в подальшому в розрахунках буде часто фігурувати жорсткість вибою, то приведемо деякі грубі оцінки її значень для різних порід (таблиця 2.1, за даними [83]).

Як видно з результатів розрахунків, поданих на рис.2.4, генерація коливальної енергії мало залежить від демпфування вибою при низьких частотах і значно відрізняється для різних значень β при частотах, вищих за 20 Гц.

2.6. Висновки до розділу 2

Удосконалена математична модель поздовжніх коливань бурильної колони в процесі буріння тришарошковими долотами, яка більш повно і адекватно описує особливості взаємодії системи “бурильна колона – долото – вибій”. Її особливістю є нова гранична умова, яка враховує геометричну конфігурацію озброєння долота і взаємодію його з деформованим в'язко-пружним вибоєм, що дозволяє бурильну колона, долото і вибій описувати як єдину коливальну систему. Модель враховує вплив кінематики тришарошкового долота, форми поверхні вибою, пружних і в'язких властивостей порід, параметрів режиму буріння, елементів КНБК (ОБТ, відбивачі, амортизатори тощо), в'язкого тертя та інших факторів на динамічні характеристики поздовжніх коливань при роторному способі, що є основою для обґрунтованого вибору методів інтенсифікації режимів роботи доліт.

Розроблена процедура чисельного розв'язку кінематичної задачі про поздовжні рухи долота при взаємодії з абсолютно твердим вибоєм як генератора вимушених коливань. Подана методика розв'язання задачі поздовжніх коливань: побудова статичного розв'язку, розрахунок вимушених роботою долота коливань, а також власних коливань бурильної колони. Описані методи розрахунку АЧХ та інших характеристик колони як коливальної системи. Наведений розрахунок енергетичних характеристик коливань.

Побудовані оцінки впливу різних техніко-технологічних факторів з метою інтенсифікації режимів роботи доліт на динамічні та енергетичні характеристики коливальної системи. На основі аналізу отриманих оригінальних аналітичних виразів для коефіцієнтів пропускання, відбивання та поглинання поздовжніх хвиль стиками труб, амортизаторами та вибоєм виявлено, наприклад, що робота амортизатора є тим більш ефективною, чим вища частота поздовжніх хвиль у колоні і чим більша маса погонного метра труб, між якими він встановлений. Зокрема показано, що поглинання коливальної енергії амортизатором має максимум при певних значеннях коефіцієнта демпфування (наприклад, для НАБ-240 це значення в межах 300-500 кН*с/м).

Отримані наближені аналітичні вирази, що описують генерацію коливальної енергії на вибої. На основі їх аналізу уточнено уявлення про те, який вибій можна вважати твердим з точки зору поздовжніх коливань (наприклад, для коливань частотою 3 Гц вибій з жорсткістю більшою за 7740 кН/м слід вважати твердим). Показано, що чим більший коефіцієнт демпфування вибоєм, тим більша коливальна потужність, що генерується при взаємодії з ним долота.

РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ПРИ ПОЗДОВЖНІХ КОЛИВАННЯХ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ В ПРОЦЕСІ БУРІННЯ

3.1. Дослідження динамічних характеристик тришарошкових доліт

Розроблений пакет програм дає можливість розраховувати наступні динамічні характеристики тришарошкових доліт:

- залежність вертикального зміщення долота від часу при взаємодії з абсолютно твердим вибоєм за період;
- спектральний склад вертикальних зміщень долота при взаємодії з абсолютно твердим вибоєм;
- інтегральні характеристики вертикальних зміщень (числові величини, зручні для порівняння – середньоквадратичне зміщення, відношення

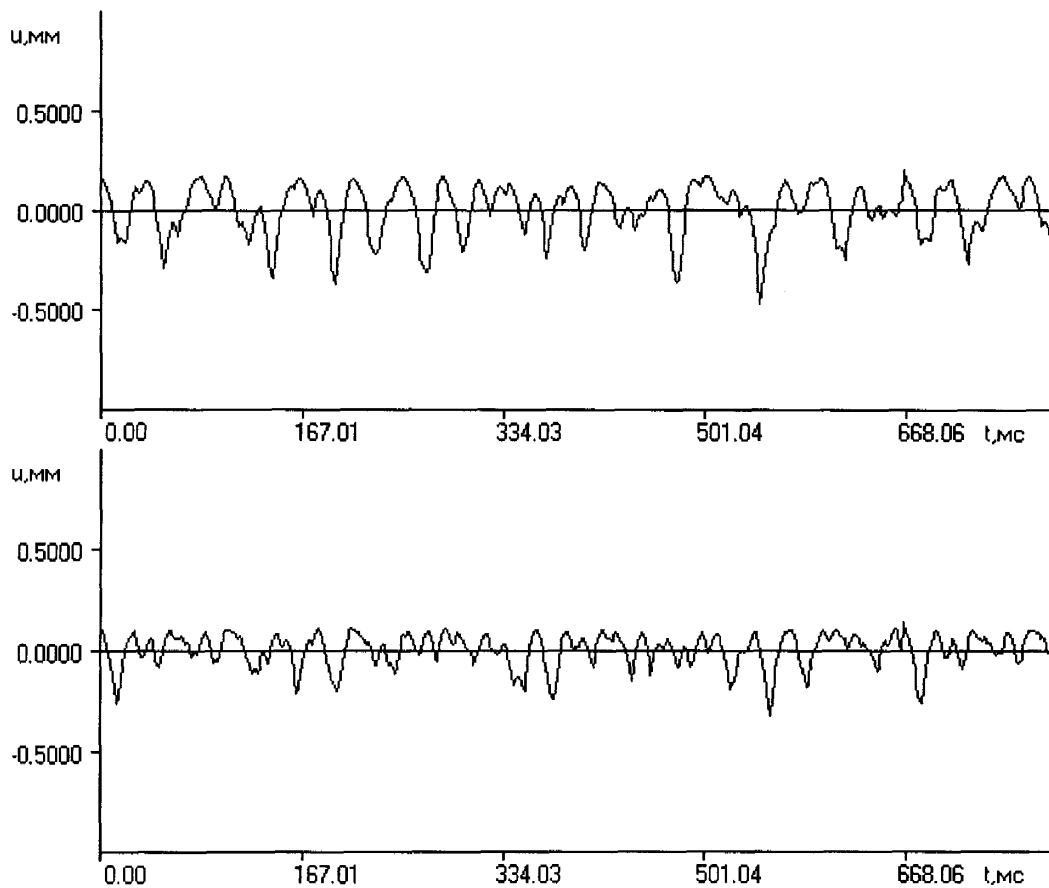


Рис 3.1. Збуджуючі коливання доліт 215.9 МГАУ R-54 (зверху) і 215.9 МЗГАУ R-02 (внизу). Частота обертання колони 90 об./хв.

середньоквадратичної швидкості до частоти обертання).

Для порівняння наведемо таблицю (табл.3.1) інтегральних динамічних характеристик деяких доліт, геометричні параметри озброєння яких виміряні автором. Аналізуючи дану таблицю, можна прослідкувати наступні тенденції. Чим для твердішої породи призначене долото, тим менша інтенсивність

Таблиця 3.1. Інтегральні динамічні характеристики тришарошкових доліт деяких типорозмірів

Долото	$\langle \tilde{u}^2 \rangle, \text{мм}^2$	$\frac{\langle v^2 \rangle}{\omega^2}, \text{мм}^2$
215.9 МЗГАУ R-02	0.0256	3923
295.3 СГВ	0.0108	1648
295.3 МГН R-105	0.0850	4926
295.3 МСГАУ R-116	0.0590	3860
295.3 МСЗГНУ R-37	0.0145	1551
295.3 СГНУ R-58	0.0110	1570
295.3 СЗГНУ R-26	0.0101	1332
295.3 СГВШ	0.0069	1172
295.3 МСГВ-3	0.0183	2301
393.7 СЗГВУ R-174	0.0045	926
393.7 СГВУ R-167	0.0046	721
393.7 МЦГВ 1Л	0.0421	2410
215.9 СЗГАУ R-053	0.0158	2714
215.9 ТЗГАУ R-40М	0.0082	1860
215.9 СГВ	0.0100	2244
215.9 СГН R-163	0.0065	1487
215.9 МГАУ R-54	0.0557	4591
215.9 СГВУ1Ш	0.0151	3159
215.9 МСГАУ R-56	0.0100	2407
215.9 МСЗГНУ R-01	0.0131	2708
5 1/2 ЕНР53АК	0.0108	3728
11 5/8 МF15	0.0396	2896
11 5/8 МF2	0.0110	1214
11 5/8 F3	0.0082	1358
11 5/8 FDGH	0.0661	3125
8 1/2 V637	0.0093	2437
8 1/2 V617	0.0086	1733
8 1/2 ЕНР51А	0.0225	3254
8 1/2 ЕНР53ДН	0.0150	2606
8 1/2 НР62А	0.0108	2473
6 1/2 НР62А	0.0079	2399
6 F3	0.0431	6812
165.1 СЗГАУ	0.0067	2624
161 СВ	0.0119	3345
161 ТВ	0.0052	1946

коливань, які воно збуджує. Долота з фрезерованими зубцями, як правило, збуджують сильніші коливання, ніж долота з твердосплавними зубками. При дослідженні доліт різних діаметрів, призначених для розбурювання однакових порід, суттєвої різниці в інтенсивності коливань не спостерігається.

Для прикладу порівняємо коливання, збуджені долотами 215.9 МЗГАУ R-02 і 215.9 МГАУ R-54 (рис 3.1). Із наведених графіків видно, що зубкове долото 215.9 МЗГАУ збуджує коливання меншої інтенсивності і більш високочастотні, ніж долото з фрезерованим озброєнням. Порівняння

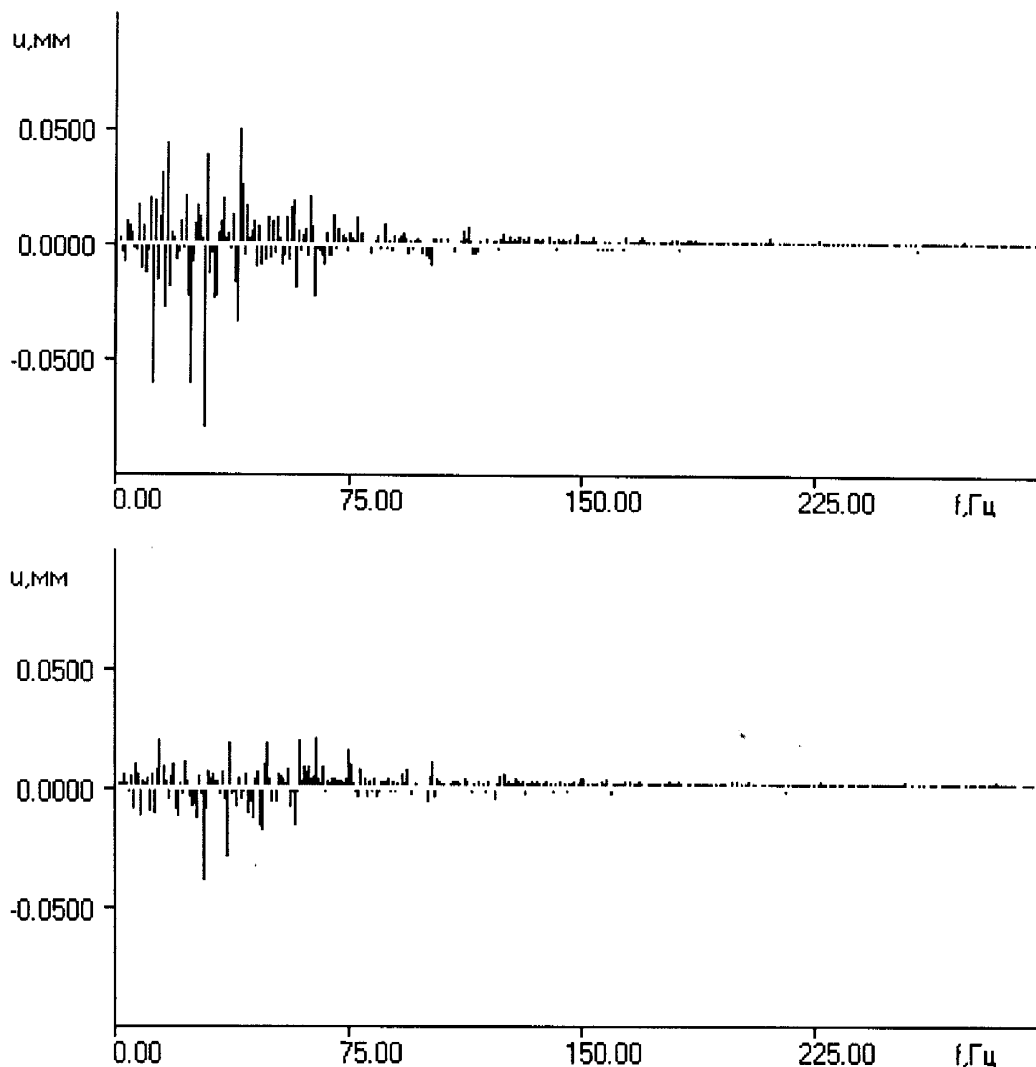


Рис. 3.2. Спектри збуджуючого коливання для доліт 215.9 МГАУ R-54 (зверху) і 215.9 СГВУ1Ш (внизу). Частота обертання колони – 90 об./хв

спектрів коливань доліт 215.9 МГАУ R-54 і 215.9 СГВУ1Ш (рис. 3.2) показує, що спектр зміщень першого долота має значно інтенсивніші лінії, особливо низькочастотні, ніж спектр другого долота.

Одержані результати можуть бути також використані при моделюванні озброєння доліт з бажаними динамічними характеристиками.

3.2. Вплив КНБК на динамічні режими роботи долота

3.2.1. Динамічні характеристики бурильної колони. Основні способи інтенсифікації поздовжніх коливань. Наявність поздовжніх коливань в колоні можна вважати корисною за наступних умов.

1. Інтенсивність коливань сили є такою, що не призводить до

прогресивного зносу озброєння та опор долота.

2. Коливання локалізовані у нижніх частинах колони (бажано - в області долота) і слабо проникають у верхні частини колони.

3. Коливання повинні бути досить високочастотними. Частота коливань повинна значно перевищувати потроєну частоту обертання колони для запобігання утворення вибоїн і частоти перших гармонік власних коливань колони для запобігання резонансу колони і розвитку інтенсивних низькочастотних коливань (частоту власних коливань колони можна приблизно оцінити відношенням швидкості звуку в сталі до довжини колони).

Для того, щоб динаміка бурильної колони була передбачуваною і керованою, бажано забезпечити якомога менший вплив на динамічні процеси різних випадкових і неконтрольованих факторів.

Дослідження динамічних характеристик бурильних колон з різними властивостями дає змогу виділити два основних способи підсилення породжених внаслідок взаємодії долота з вибоєм поздовжніх коливань, які ґрунтуються на різних фізичних явищах.

Перший полягає у використанні явища відбивання хвиль від стику двох секцій труб з різними хвильовими властивостями (найчастіше - площами поперечного перерізу). Пристрої, робота яких базується на цьому явищі, називають відбивачами.

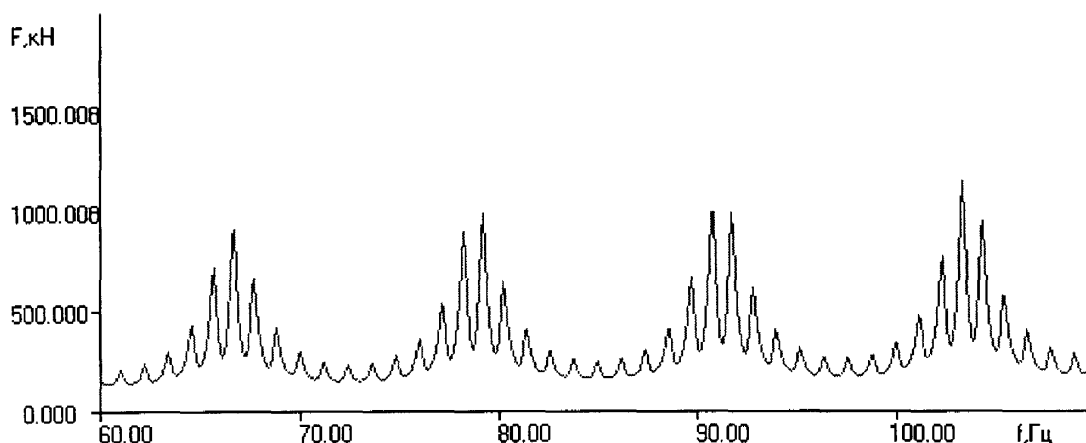


Рис.3.3. АЧХ сили на долоті для колони 200 м ОБТ-165 + 2000 м ТБВ – 140. Жорсткість системи “долото-вибій” 40000 кН/м.

Другий спосіб ґрунтується на використанні маятниковоподібних коливань зв'язаної жорстко з долотом порівняно невеликої маси, що рухається під

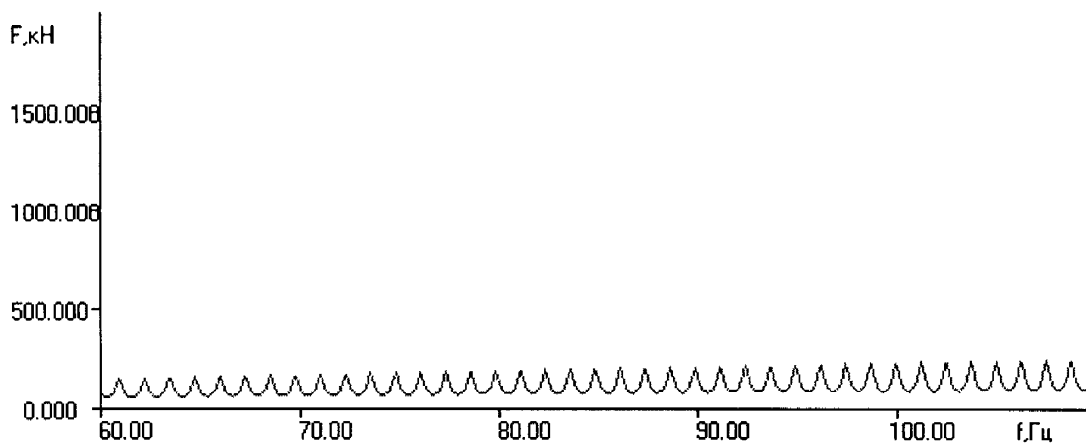


Рис 3.4. АЧХ сили на долоті для колони, що складається з 2000 м ТБВ-140.

впливом сил пружності вибою та амортизатора. Такі компоновки доцільно називати маятниковими.

Для вивчення раціональних сфер застосування вказаних способів інтенсифікації і шляхів збільшення їх ефективності можна використовувати комп'ютерний розрахунок динамічних процесів у бурильній колоні. Із результатів розрахунку найлегше піддається інтерпретації АЧХ зміщення і сили у певній точці колони. Для прикладу розглянемо АЧХ, зображені на рисунках 3.3, 3.4 і 3.5. Тут і в наступному всі АЧХ сили приводяться з розрахунку, що амплітуда вимушеного зміщення долота 1 мм. Проаналізувавши їх, можна зробити наступні висновки:

1. Навіть найпростіші колони, що складаються всього з однієї однорідної секції труб, мають дуже нерівномірну АЧХ.
2. АЧХ найпростішої колони містить періодично розташовані

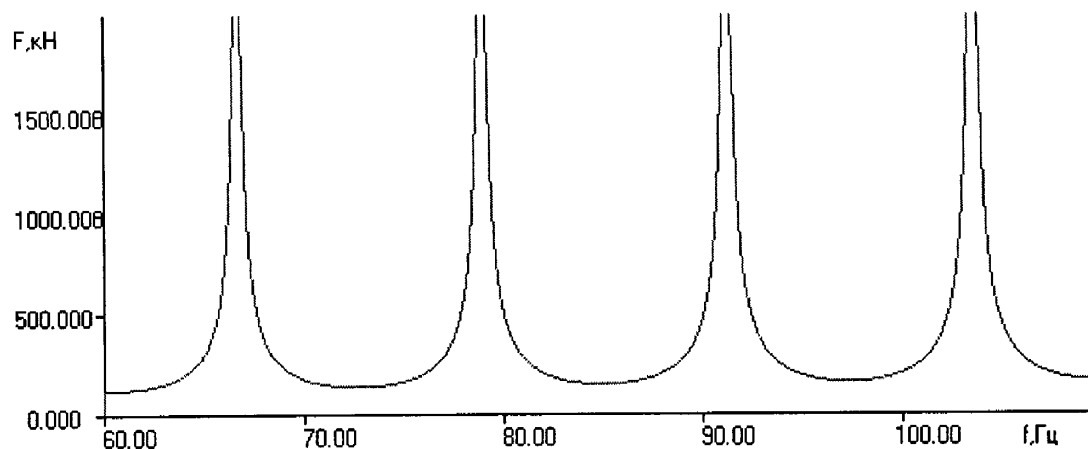


Рис 3.5. АЧХ сили на долоті для колони, що складається з 200 м ОБТ-165.

максимуми, що є наслідком відбивання хвиль від верхнього і нижнього кінців колони (найпростіша колона працює як відбивач).

3. Чим коротша колона, тим рідше розташовані максимуми на АЧХ і тим більша їх інтенсивність. Невелике додаткове дослідження показує, що інтенсивність максимумів сили зростає також при збільшенні поперечного перерізу секції.
4. ОБТ в складі колони працює як відбивач. Наявність ОБТ суттєво впливає на динамічні характеристики колони.
5. Часті максимуми на рис. 3.3 обумовлені наявністю довгої секції бурильних труб, а періодичне їх підсилення – наявністю відносно короткої секції ОБТ, що виступає в ролі відбивача.

Далеко не так прозоро пов'язуються з компоновкою бурильної колони залежності зміщення і сили від часу та їх спектри. Ці динамічні характеристики, крім компоновки колони і властивостей вибою, залежать ще і від кінематики долота і параметрів режиму буріння. Проте саме вони представляють найбільший практичний інтерес і є (особливо коливання сили)

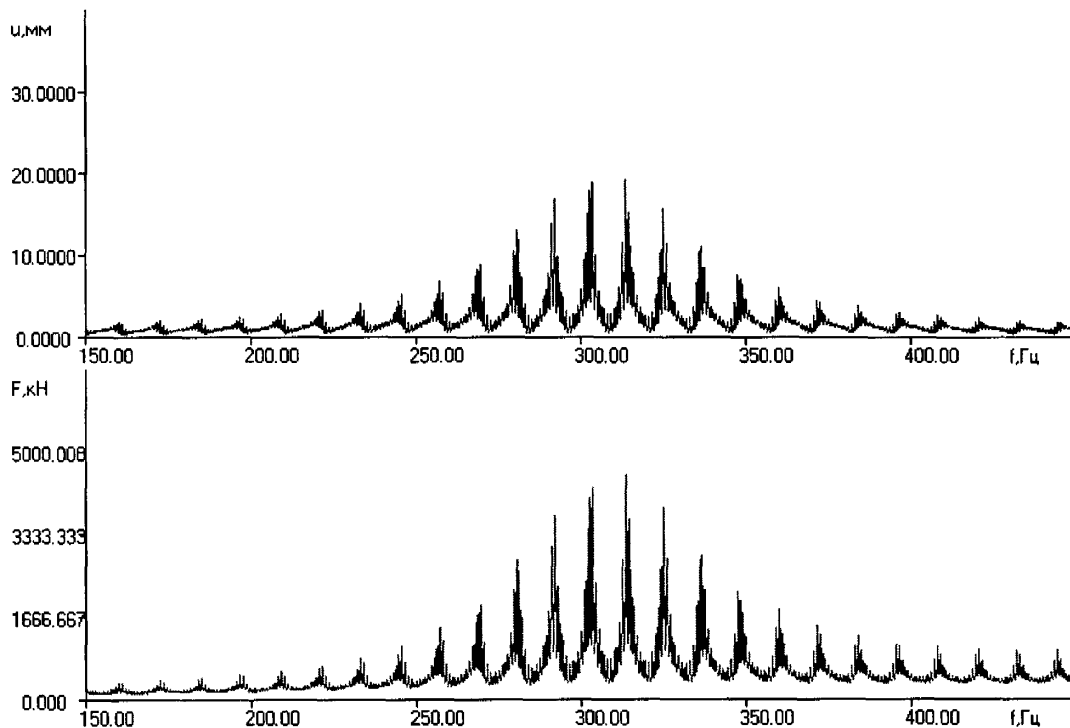


Рис. 3.6. Фрагмент АЧХ зміщення посередині відбивача і сили на долоті для компоновки з відбивачем. (Компоновка: долото, 8м ТБВ-140, 200 м ОБТ-165, 2000м ТБВ-140).

основними критеріями оцінки ефективності обраного методу інтенсифікації динамічного режиму роботи долота.

3.2.2. Дослідження динамічних характеристик КНБК, що підсилюють коливання внаслідок відбивання хвиль. Найпростішим відбивачем може вважатися відносно коротка секція бурильних труб (або ОБТ), яка за своїми хвильовими властивостями суттєво відрізняється від суміжних. Наприклад, М.О.Жидовцев [21] пропонував встановлювати як відбивач коротку секцію бурильних труб між долотом і ОБТ. Типовий фрагмент АЧХ для компоновки з найпростішим відбивачем зображено на рис. 3.6.

Звідси можна зробити висновок, що роль найпростішого відбивача зводиться до модуляції резонансних коливань копони: в певних смугах частот вони підсилюються, в інших – послаблюються (див. рис. 3.6). Смуга підсилюваних частот для найпростішого відбивача досить широка, підсилення – невелике. Для смуг підсилюваних частот характерна періодичність. Аналіз результатів дозволив виявити наступні закономірності:

1. Смуги підсилюваних коливань розташовані в області тим вищих частот і тим ширші, чим менша довжина відбивача (рис. 3.7).
2. Чим менша довжина відбивача, тим більше підсилення (рис. 3.7).
3. За умови виготовлення відбивача і ОБТ з одного матеріалу підсилення по зміщенню тим більше і смуга підсилюваних частот тим вужча, чим більше відрізняються площі поперечного перерізу відбивача і розміщеної над ним секції ОБТ. Підсилення по силі від цього суттєво

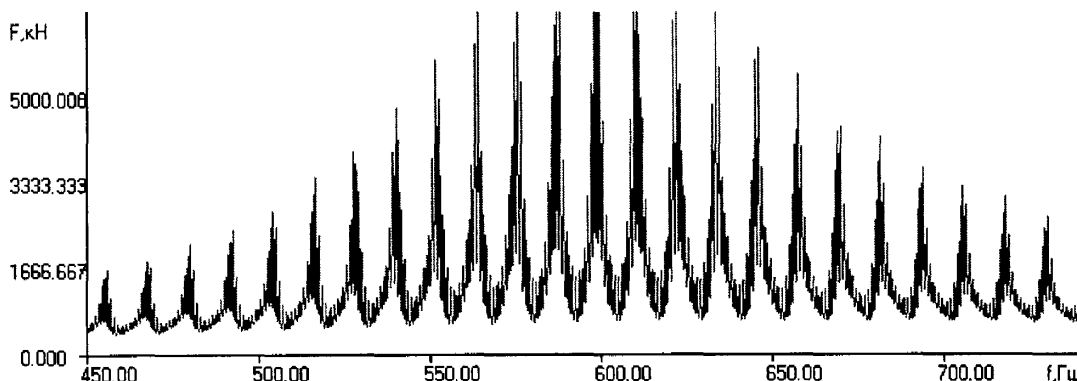


Рис.3.7. Фрагмент АЧХ сили на долоті. Компоновка аналогічна до рис. 3.8, тільки між долотом і ОБТ встановлено 4 м ТБВ-140.

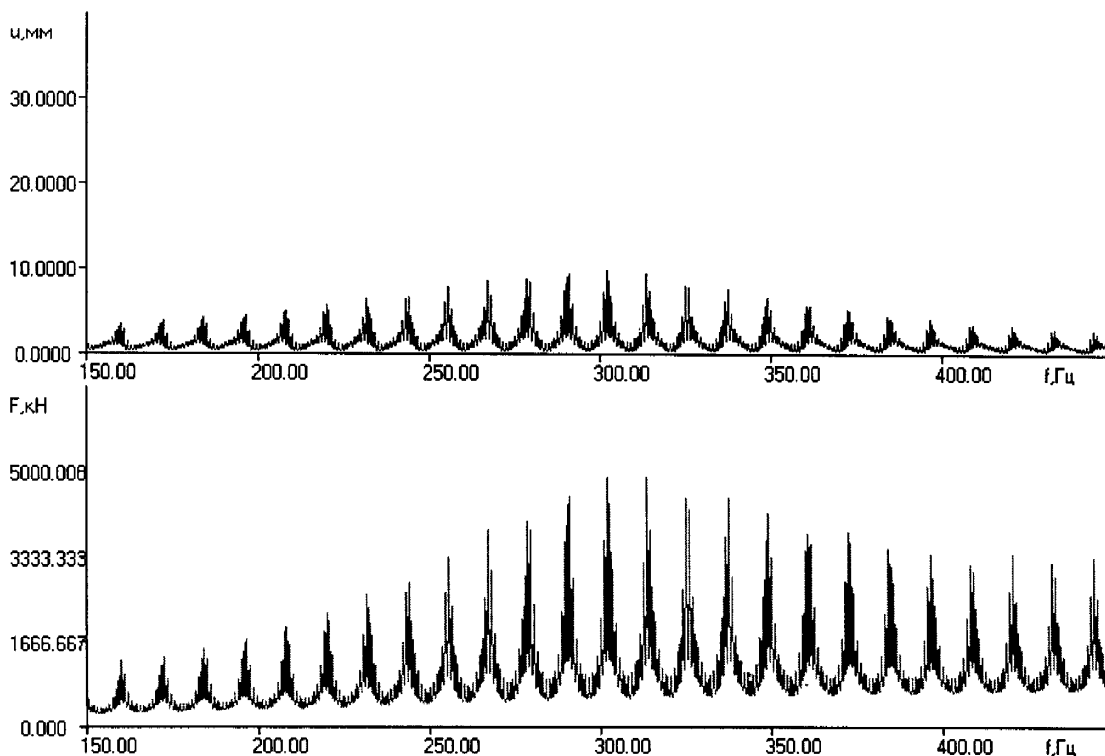


Рис.3.8. Фрагмент АЧХ зміщення посередині відбивача і сили на долоті для компоновки з відбивачем. Компоновка та сама, що і на рис. 3.8, тільки між долотом і ОБТ встановлено 8 м труби , що має вагу погонного метра 95 кг (вага погонного метра ТБВ-140 – 42 кг).

не залежить (рис. 3.6, 3.8).

4. Коефіцієнт підсилення по силі суттєво зростає при збільшенні жорсткості вибою в певному діапазоні, при подальшому збільшенні – практично не змінюється (рис. 3.9). Смуга підсилюваних коливань при цьому зсувається в область вищих частот.

На ефективність простого відбивача впливають також властивості матеріалу, з якого він виготовлений. Розрахунки показують, що хвильові властивості алюмінієвих труб мало відрізняються від таких для сталевих труб (рис. 3.10). Тому надалі по змовчуванню будемо мати на увазі, що відбивачі та всі їх секції виготовлено зі сталі.

Простий відбивач підсилює високочастотні коливання, тоді як основна маса спектра збурюваних долотом коливань при роторному способі буріння лежить в області низьких частот (див., наприклад, рис. 3.2), а коефіцієнта підсилення цього відбивача замало, щоб помітно підсилити незначні лінії спектра, розміщені в області високих частот. Тому використання простого відбивача при роторному способі буріння малоефективне. При бурінні твердих

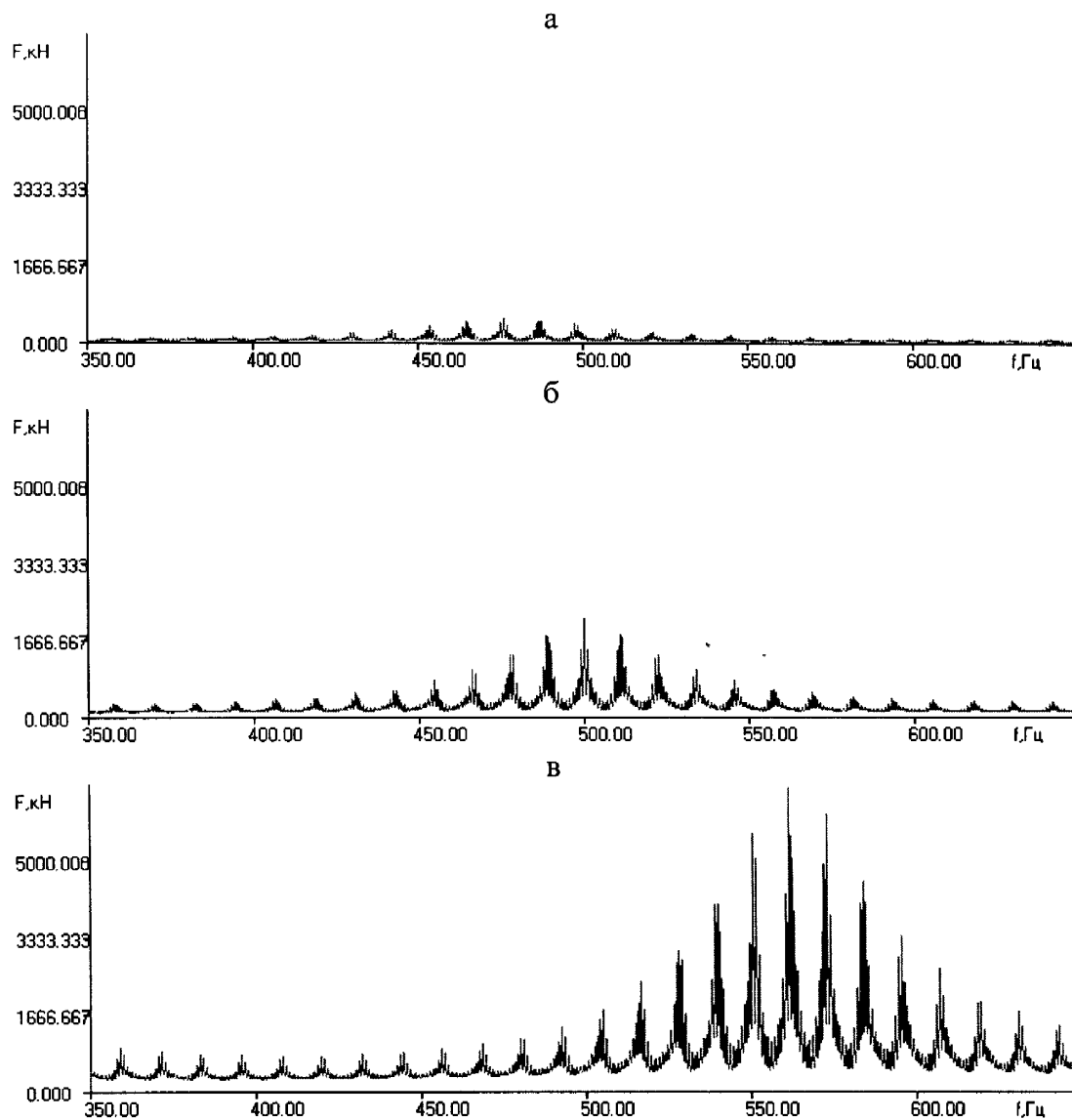


Рис. 3.9. Вплив жорсткості системи «долото-вибій» на АЧХ сили на долоті для колони з відбивачем. Компонівка та сама, що для рис. 3.3.2. Значення жорсткості: а - 50 МН/м, б - 200 МН/м, в - 1000 МН/м.

порід, де відбивачі особливо ефективні, простий відбивач має відносно малий коефіцієнт підсилення по силі внаслідок того, що площа його перерізу мала, а відношення амплітуди зміщення до амплітуди сили пропорційне до площі перерізу:

$$F = -ES \frac{\partial}{\partial x} (u_0 e^{i(kx - \omega t)}) = -ikESu_0 e^{i(kx - \omega t)} = -ikESu.$$

Для забезпечення високого підсилення по силі необхідно, щоб з долотом контактувала труба з якомога більшим поперечним перерізом. Відбиття хвиль від верхнього кінця цієї труби можна забезпечити встановленням над нею труби з меншим перерізом або амортизатора. Таким чином, ефективний

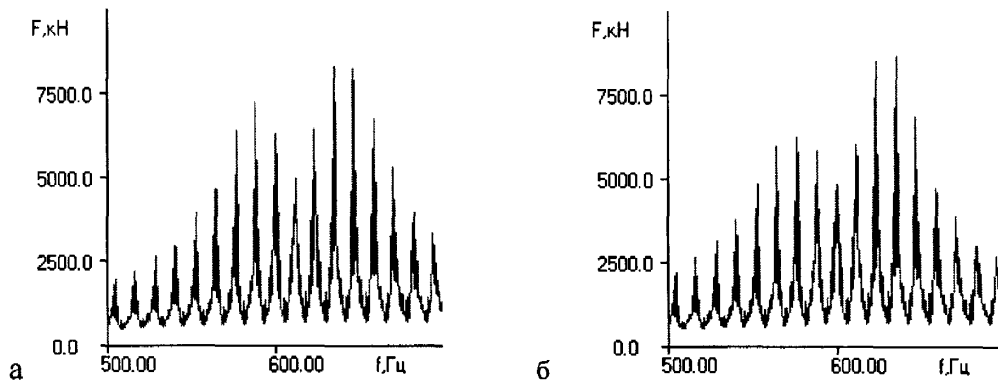


Рис. 3.10. Фрагменти АЧХ еквівалентних відбивачів, виготовлених зі сталі (а) і алюмінію(б). Стальний відбивач являє собою 4 м ТБВ-140, розміщені між долотом та ОБТ (вага погонного метра 42 кг), алюмінієвий – 4.1 м алюмінієвої труби (вага погонного метра – 42 кг).

відбивач повинен складатися мінімум з двох секцій (ступенів), або ж до його складу має входити амортизатор.

Двоступеневий відбивач складається зі з'єднаної з долотом короткої секції ОБТ і встановленої між нею і верхніми секціями ОБТ короткої секції бурильних труб або ОБТ з меншим поперечним перерізом. Такий відбивач має дві точки відбиття хвиль – це точка контакту між його ступенями і точка контакту верхнього ступеня з ОБТ. Взагалі кажучи, двоступеневий відбивач є складною динамічною системою і йому відповідають нерегулярно розміщені на АЧХ смуги підсилюваних частот.

Аналіз результатів розрахунку дає можливість встановити певну закономірність у їх розміщенні. Виявляється, що середини смуг підсилення (надалі коротко назвемо їх резонансними частотами) можна умовно розбити на два ряди, що відповідають двом ступеням. Значення кожної резонансної частоти зі значним коефіцієнтом підсилення відповідає одному з цих рядів і для достатньо жорстких вибоїв може бути наближено оцінене за формулами:

$$\begin{aligned}\omega_n &= \omega_0(1 + 2n), \\ \omega_m^* &= \omega_0^*(1 + 2m),\end{aligned}\quad (3.1)$$

тут n, m – цілі числа; ω_0, ω_0^* – перші члени відповідних рядів. У першому наближенні їх можна вважати обернено пропорційними до довжин відповідних ступенів.

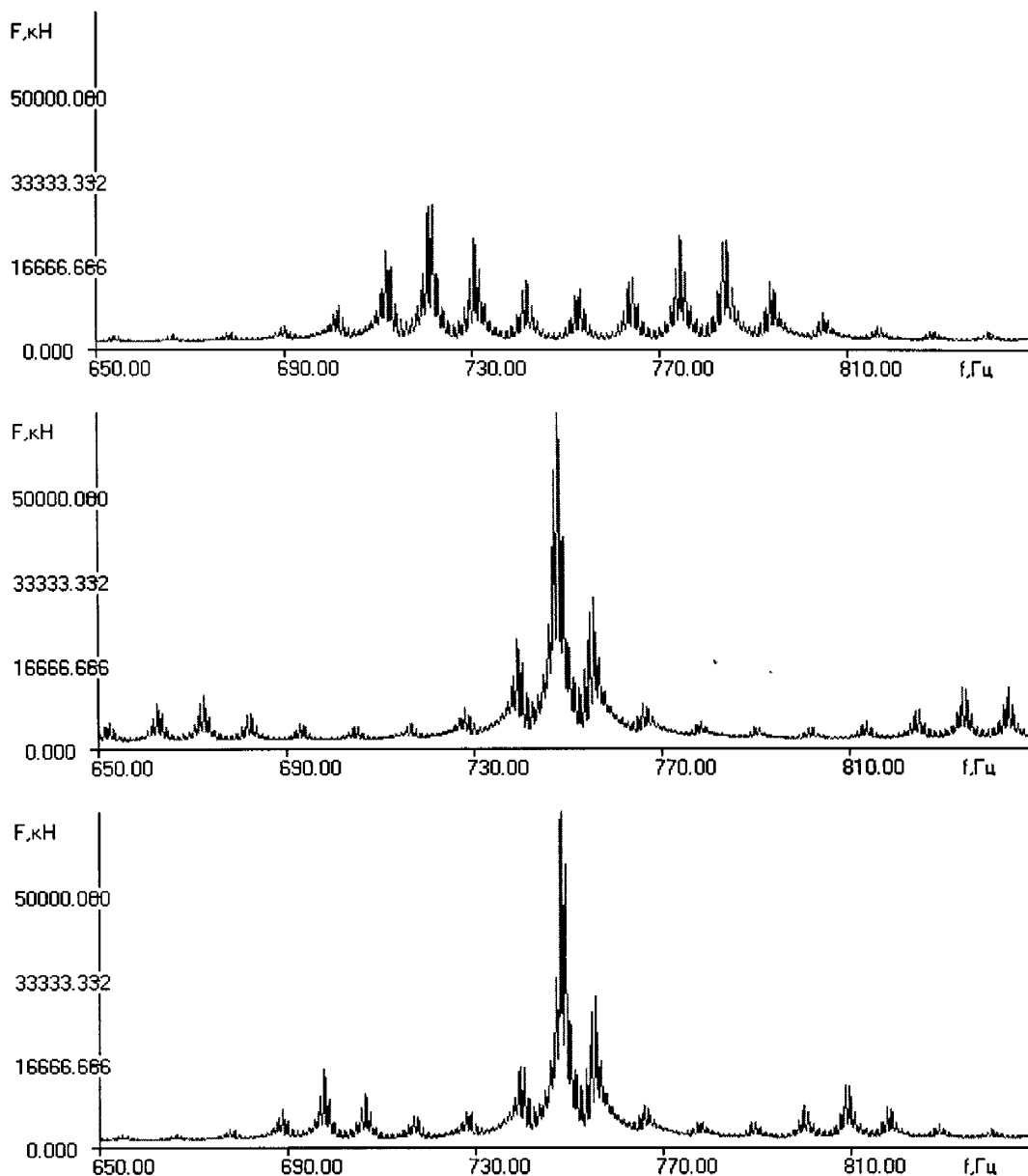


Рис. 3.11. Вплив довжин ступенів двоступеневого відбивача на його динамічні характеристики. Верхній фрагмент АЧХ сили на долоті відповідає відбивачу, що складається з 15 м ОБТ-165 і 10 м ТБВ-140 (довжини співвідносяться 3:2), середній – 15 м ОБТ-165 і 15 м ТБВ-140 (1:1), нижній – 15 м ОБТ-165 і 25 м ТБВ-140 (3:5). Видно співпадіння резонансних частот і значне збільшення коефіцієнта підсилення у другому і третьому і відсутність цього ефекту у першому випадку.

З вищезазначеного можна зробити припущення, що резонансні частоти обидвох рядів повністю співпадуть за умови рівності довжин ступенів, а якщо довжини ступенів співвідносяться як невеликі непарні числа, то співпадуть принаймні деякі з резонансних частот цих рядів. При співпадінні резонансних частот коефіцієнт підсилення для відповідної смуги повинен значно зрости. Всі ці припущення підтверджуються результатами розрахунків (рис. 3.11).

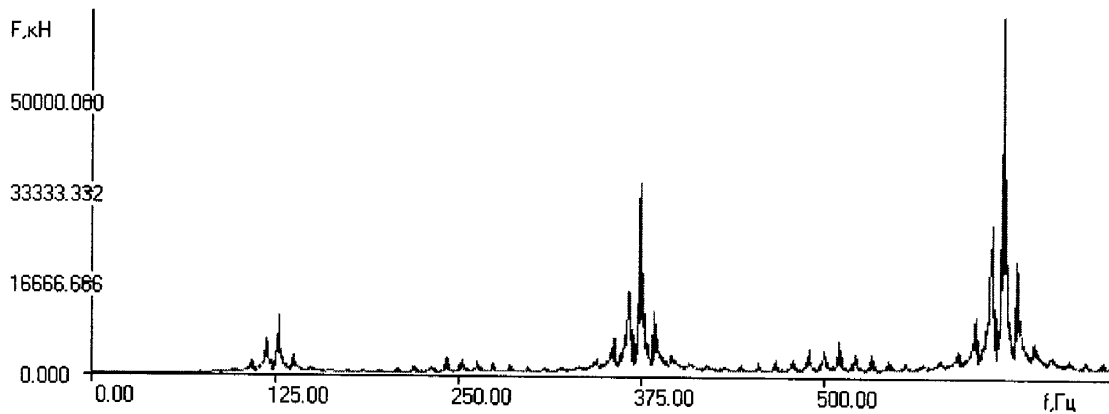


Рис. 3.12. АЧХ сили на долоті для колони з двоступеневим відбивачем, що складається з 10 м ОБТ-165 і 10 м ТБВ-140.

Згадані вище закономірності нашоувхують на думку, що в процесі роботи відбивача у ньому формуються т.зв. стоячі хвилі, причому довжина хвилі першої резонансної частоти (першої гармоніки) в чотири рази перевищує довжину відповідного ступеня. Таким чином, на довжині ступеня для першої гармоніки вміщається чверть хвилі, для вищих гармонік – чверть хвилі з доданим відповідним цілим числом півхвиль. Для жорстких вибоїв дане твердження добре узгоджується з результатами розрахунку. Наприклад, виходячи з даних припущень, для відбивача з довжиною ступенів 10 м частоти перших гармонік (ν_m) мали б бути :

$$\nu_0 = \frac{c}{4l_s} = 125 \text{ Гц}, \quad \nu_1 = 3 \times \frac{c}{4l_s} = 375 \text{ Гц}$$

$$\nu_2 = 5 \times \frac{c}{4l_s} = 625 \text{ Гц}$$

тут $c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$ - швидкість звуку в сталі, l_s - довжина ступеня. Для порівняння

наведемо АЧХ сили на долоті для цього відбивача (рис. 3.12). Значне збільшення коефіцієнта підсилення при співпадінні резонансних частот може бути пояснене інтерференцією утворених у ступенях стоячих хвиль в області долота.

Якщо збільшити кількість ступенів відбивача (i , таким чином, кількість точок відбивання), при цьому підбираючи їх довжини на основі співвідношень

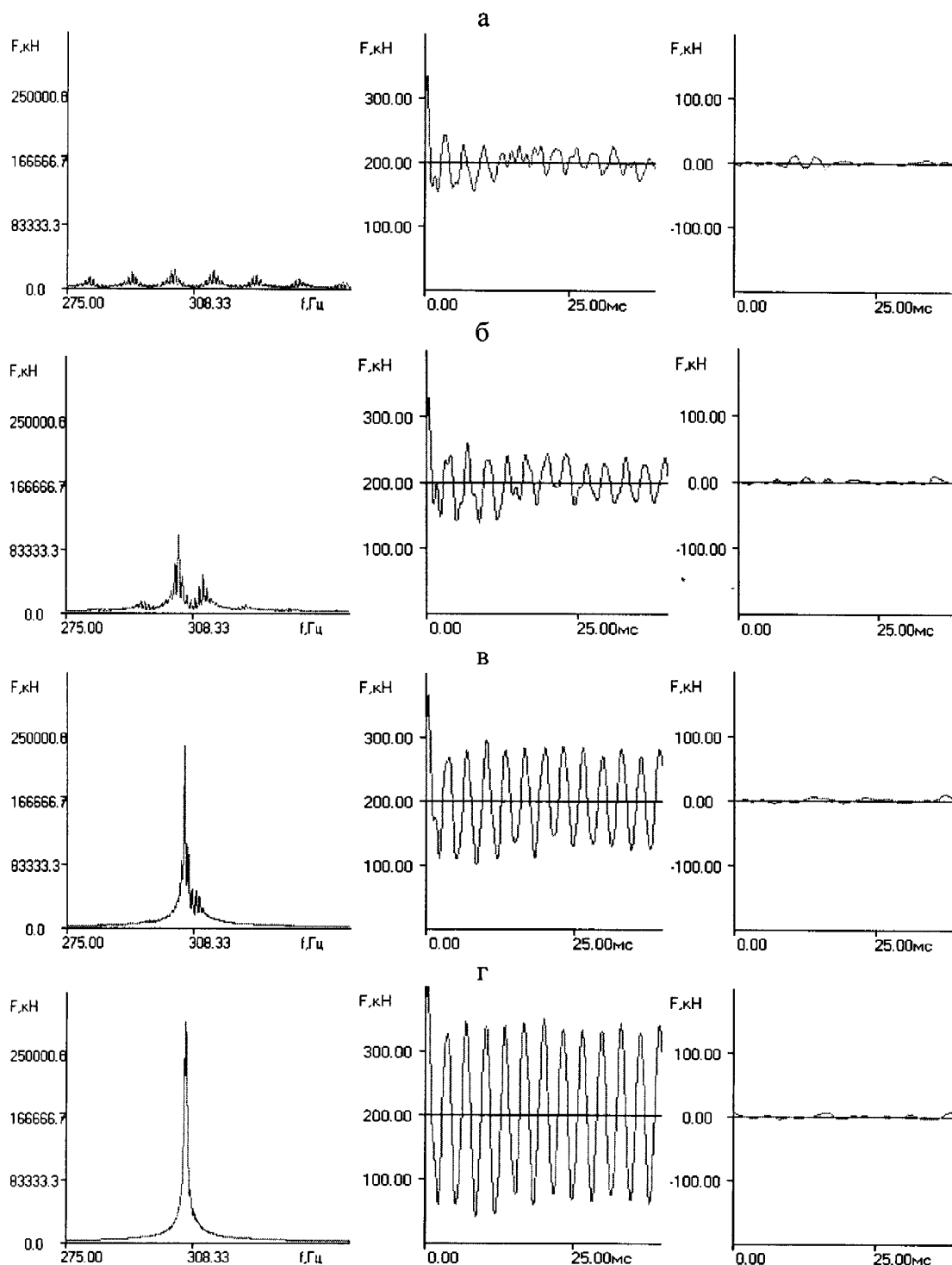


Рис. 3.13. Вплив кількості ступенів рівної довжини (секції ОБТ-165 і сталюї труби з масою погонного метра 60 кг/м довжиною 4 м, які поперемінно чергуються) на динамічні характеристики багатоступеневого відбивача. Ряди графіків відповідають відбивачам: а - двоступеневому, б - чотиріступеневому, в - шестиступеневому, г - восьмиступеневому. Перший графік у кожному ряду – фрагмент АЧХ сили на долоті у області смуги підсилення, другий і третій – відповідно залежність сили на долоті і у верхніх секціях колони від часу (динамічна складова).

(3.1), то внаслідок збільшення кількості інтерферуючих стоячих хвиль коефіцієнти підсилення по силі повинні зрости. Таким чином, багатоступеневі відбивачі мають бути значно ефективнішими за одно- і двоступеневі.

Розрахунки показують, що при збільшенні кількості ступенів за умови їх незмінної довжини коефіцієнт підсилення відбивача по силі значно зростає, а смуга підсилюваних частот звужується (рис. 3.13). Таким чином, АЧХ багатоступеневого відбивача зі ступенями однакової довжини буде мати один ряд різких резонансних піків, частоти яких можна оцінити за однією з формул (3.1). Коливання сили на долоті повинні бути квазігармонічними або представлятись як сума двох-трьох квазігармонічних коливань. Частоти резонансних піків практично не залежать від параметрів вибою у межах тих значень, при яких застосування відбивача є ефективним (тобто при достатньо великій жорсткості системи “долото-вибій”). Оскільки при роботі багатоступеневого відбивача коливальна енергія колони концентрується переважно в області відбивача і долота, то рівень коливань сили у верхніх секціях колони досить низький, що запобігає їх шкідливому впливу на ці секції (рис.3.13).

Динамічні характеристики багатоступеневого відбивача залежать і від співвідношення площ поперечного перерізу його ступенів: чим більше відрізняються ці величини для суміжних ступенів, тим вужчі будуть смуги підсилення і тим більші коефіцієнти підсилення по силі. Поведінка АЧХ в цьому випадку нагадує таку при збільшенні кількості ступенів (рис. 3.14).

Оскільки ступінчасті КНБК зі значною зміною площі поперечного перерізу характеризуються підвищеним ризиком щодо виникнення аварій, то

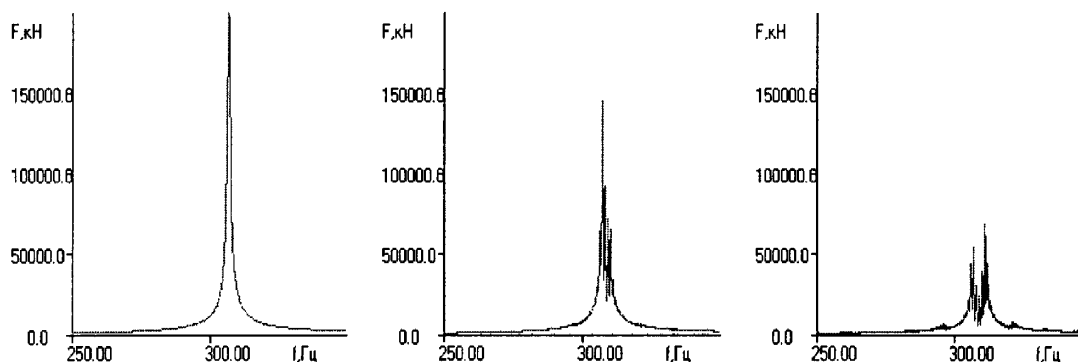


Рис. 3.14. Залежність динамічних характеристик восьмиступеневого відбивача від співвідношення між площами перерізу його ступенів. Ступені являють собою секції по 4 м ОБТ-165 і легших труб, що поперемінно чергуються. Перший графік відповідає масі погонного метра легших ступенів 60 кг, другий – 75 кг, третій – 90 кг.

описаний вище ефект може бути застосований для побудови відбивачів, які би характеризувалися великою кількістю ступенів і значною однорідністю (тобто їх ступені мало б відрізнялися за площею поперечного перерізу). У такий спосіб вся секція ОБТ або значна її частина може бути перетворена у відбивач. На даному етапі внаслідок прогресивного ускладнення розрахунків перевірити це припущення неможливо, але заперечувати його немає жодних підстав.

Побудова багатоступеневих відбивачів зі ступенями різної довжини

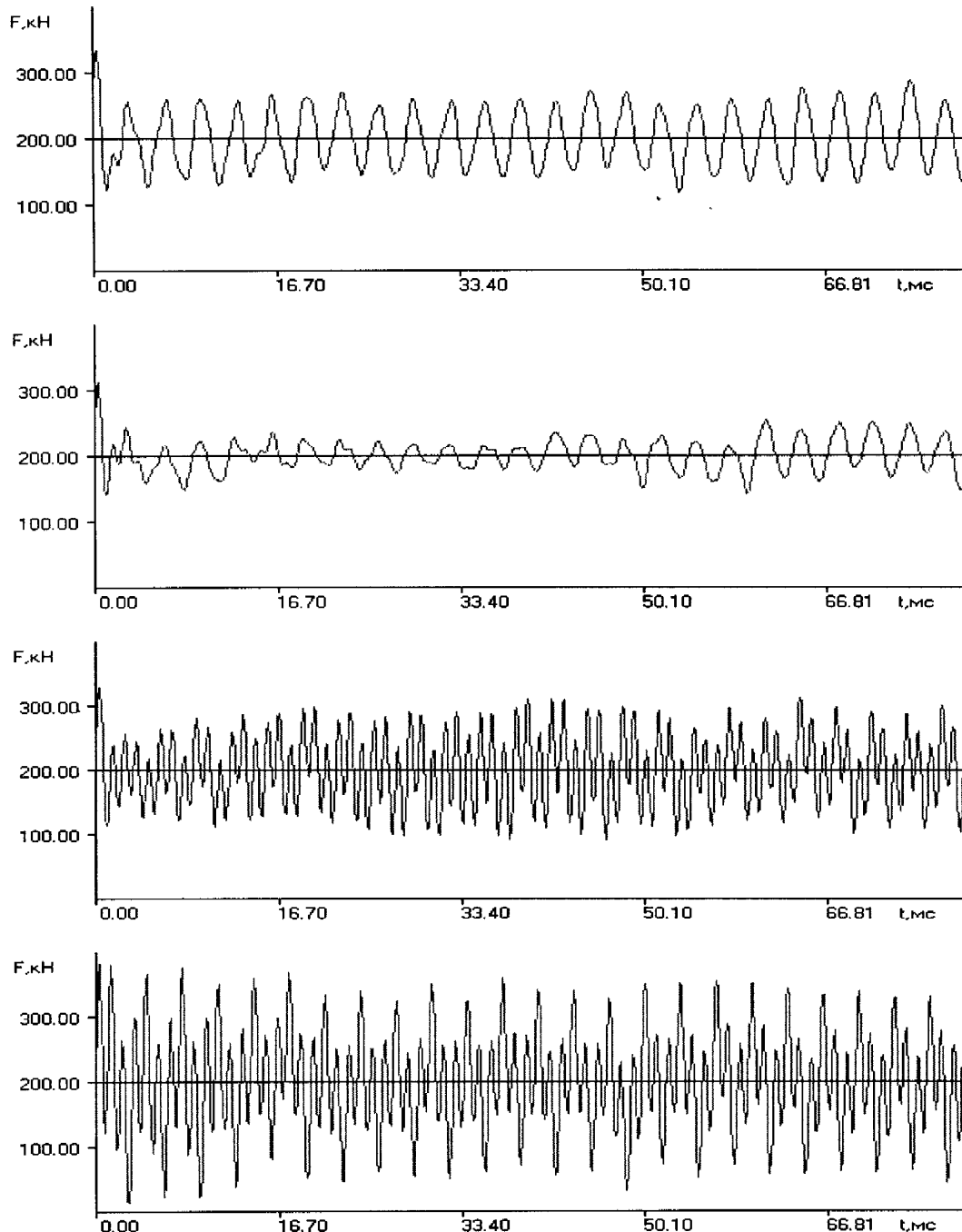


Рис. 3.15. Вплив частоти обертання долота на динамічний режим восьмиступеневого відбивача. Ступені відбивача являють собою 4-метрові секції ОБТ-165 і труби з масою погонного метра 70 кг, що поперемінно чергуються. Долото – 215.9 ТЗГВ R-40М. Графіки у порядку згори до низу ілюструють залежність сили на долоті від часу відповідно для частот обертання 70, 75, 80, 90 об/хв.

дозволяє шляхом підбору довжин ступенів на основі співвідношень (3.1) підсилити бажану смугу підсилення, послабивши при цьому всі інші, і таким чином створити відбивач з необхідними і стабільними частотними характеристиками.

Для всіх відбивачів, у тім числі і відбивачів з амортизатором, які будуть розглянуті нижче, характерна наявність множинних смуг підсилення. Коливання сили на долоті може бути наближено представлене у вигляді суми невеликої кількості квазігармонічних коливань з різними амплітудами, частоти яких відповідають резонансним максимумам на АЧХ. Говорячи інакшими словами, відбивачі можуть збуджуватись одночасно на декількох гармоніках, причому з різною інтенсивністю, тобто відбивач може працювати у різних динамічних режимах. Режим роботи залежить від співвідношення АФЧХ відбивача і спектра збуджуючого коливання долота, який у свою чергу визначається частотою обертання долота і геометричною конфігурацією його озброєння.

Таким чином, на режим роботи відбивача й інтенсивність коливань сили на долоті суттєво впливає тип обраного долота і частота обертання колони. Вплив цей, взагалі кажучи, непередбачуваний, тому вивчення режиму роботи відбивача, вибір оптимального з динамічної точки зору долота і режиму буріння потребує окремого дослідження в кожному конкретному випадку. Як бачимо з рис. 3.15, при незначних змінах частоти обертання долота динамічний режим відбивача може суттєво змінюватись. На двох верхніх графіках бачимо коливання сили різної інтенсивності, які є наслідком збудження відбивача на першій гармоніці, на третьому – збудження переважно на другій гармоніці, на четвертому – збудження на першій і другій гармоніках одночасно.

Як вже вище згадувалось (3.2.1), секція ОБТ в складі бурильної колони працює як своєрідний відбивач: хвилі відбиваються від верхнього кінця секції. Даний ефект дещо підсилюється, якщо ОБТ і бурильні труби динамічно розділені шліцевим з'єднанням. Він зростає також зі зменшенням довжини секції ОБТ, що технологічно обмежено. При встановленні шліцевого з'єднання

на АЧХ сили спостерігається значне зростання відповідних до ОБТ резонансних піків (рис. 3.16) і вона починає нагадувати наведену на рис. 3.5. Інтенсивність коливань сили на долоті суттєво зростає, проте вони мають неправильну форму. Це пояснюється наявністю значної кількості часто розміщених резонансних піків, характерних для даної компоновки (внаслідок цього коливання на долоті є сумою значної кількості підсилених коливань різних частот і через те мають неправильну форму).

Компоновка зі шліцевим з'єднанням відрізняється від описаних вище відбивачів наявністю резонансних піків в області низьких частот (порядка одиниць герц), що в принципі може викликати небажане підсилення низькочастотних коливань. Як видно з рис. 3.16, для її АЧХ добре виконуються співвідношення (3.1), що також спонукає вважати її типовим відбивачем. Слід також зауважити, що дана компоновка, як і інші відбивачі, ефективна в

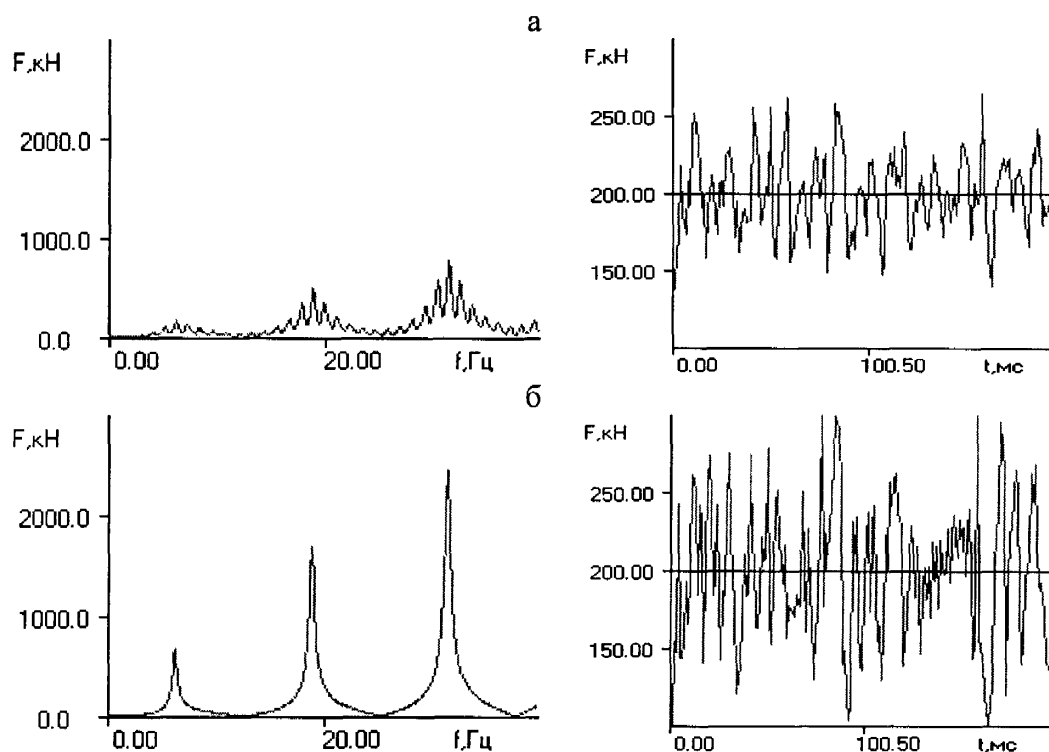


Рис. 3.16. Залежність динамічного режиму роботи долота від наявності шліцевого з'єднання між бурильними трубами і ОБТ для твердих вибоїв. Секція ОБТ складається з 200 м ОБТ-165. Зліва наведені АЧХ сили на долоті, справа - залежність сили на долоті від часу. Рисунок відповідають: а - відсутність шліцевого з'єднання, б - наявність шліцевого з'єднання.

динамічному відношенні лише при бурінні порід достатньої твердості.

3.2.3. Дослідження динамічних характеристик компонок з нижнім положенням амортизатора. Як вже згадувалося вище, відбивач може складатися з невеликої секції ОБТ, розміщеної між амортизатором і долотом. Оскільки амортизатор за хвильовими властивостями дуже відрізняється від сталюї секції ОБТ (інакше його не було б сенсу встановлювати), то хвилі від нього повинні добре відбиватися. Аналіз розрахунків у рамках нашої моделі підтверджує це припущення.

Суттєвий вплив на динамічні характеристики відбивача з амортизатором справляє геометрична конфігурація і особливо маса нижньої рухомої частини амортизатора. Врахування впливу першої характеристики досить складне і, хоч

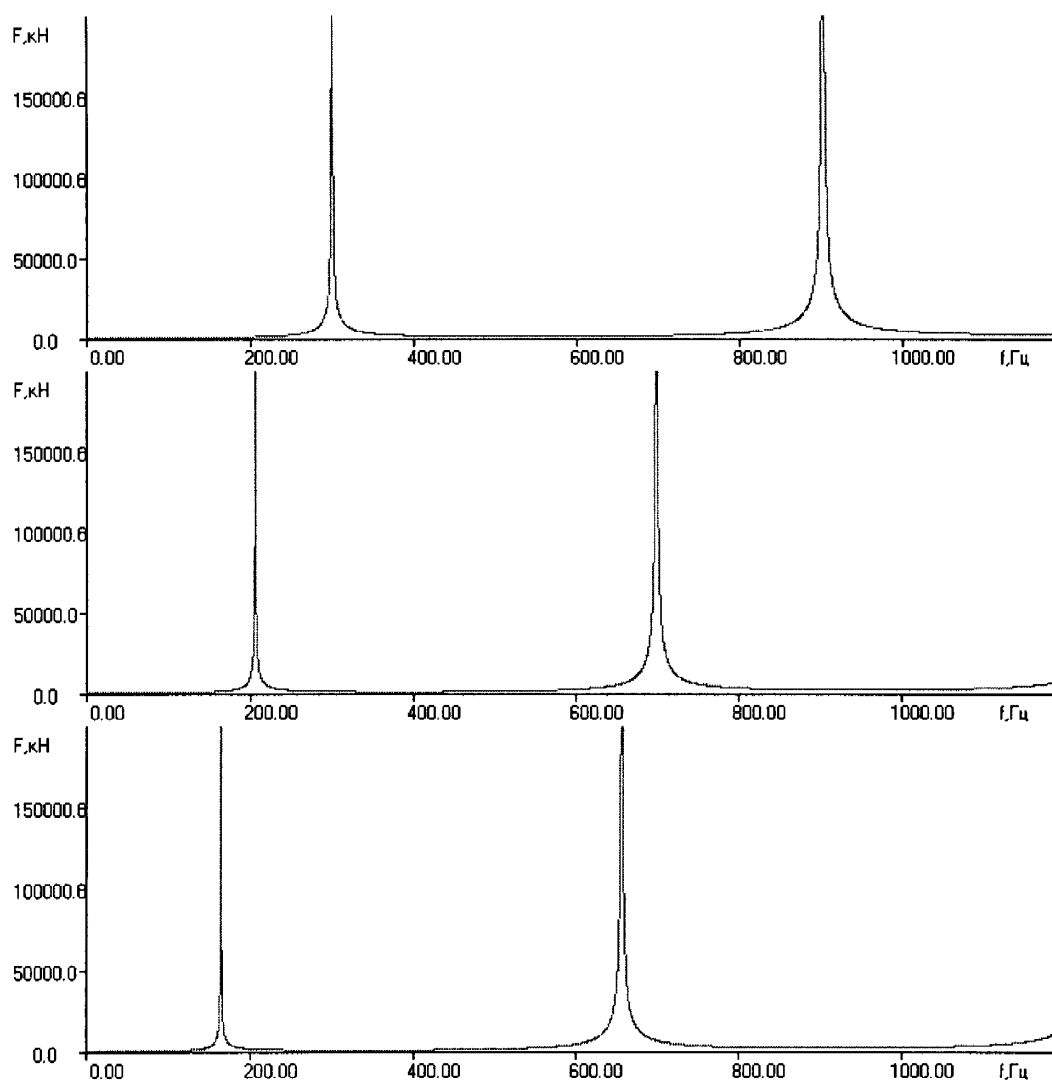


Рис. 3.17. Вплив маси нижньої рухомої частини амортизатора на резонансні частоти відбивача (4 м ОБТ-165 між долотом і амортизатором). АЧХ сили на долоті у порядку згори донизу відповідають масам нижньої рухомої частини 0, 300 і 600 кг.

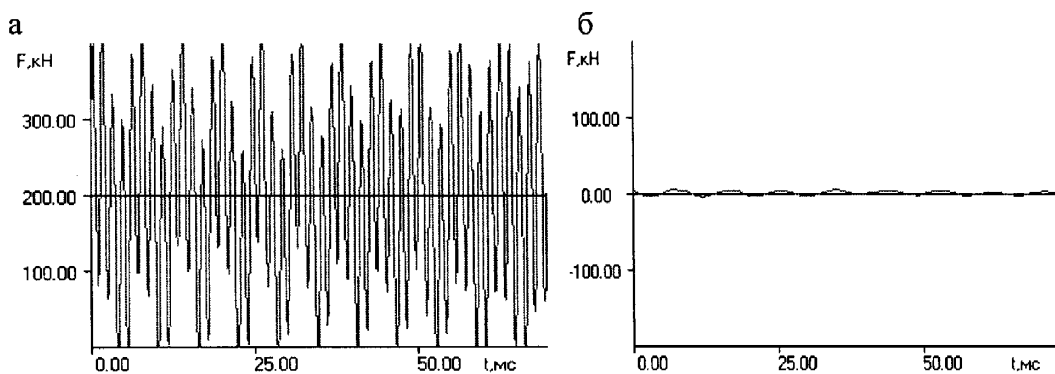


Рис. 3.18. Коливання сили на долоті (а) і в надамортизаторних секціях колони (б, динамічна складова) при застосуванні відбивача з амортизатором (відбивач являє собою встановлену між долотом та амортизатором секцію ОБТ–165 довжиною 8 м). Долото 215.9 ТЗГВ R – 40М, частота обертання 80 об/хв.

і може бути розглянуте у рамках нашої моделі, на даному етапі не вивчалось. Є підстави сподіватися, що вплив геометричної конфігурації може призвести до появи додаткових смуг підсилення, розширення їх і зменшення коефіцієнта підсилення по силі.

Це можна стверджувати на основі розрахунків різних багатоступеневих фрагментів, розташованих між амортизатором з невагомою нижньою рухомою частиною і секцією відбивача. Вказані фрагменти підбирались з міркувань відповідності їх маси і довжини реальним масам і довжинам нижньої рухомої частини амортизаторів. У розрахунках, результати яких у подальшому будуть приведені, маса нижньої рухомої частини розглядалась як точкова. У такому наближенні вказана маса двояко впливає на динамічні характеристики

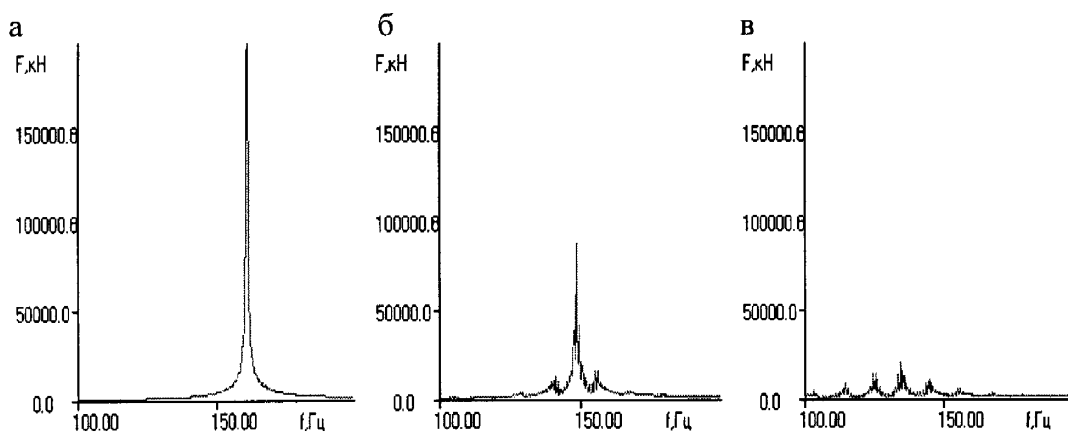


Рис. 3.19. Вплив жорсткості амортизатора на динамічні характеристики відбивача (відбивач той самий, що і для рис. 3.20). На графіках в показана форма першого резонансного максимуму АЧХ сили на долоті для жорсткостей амортизатора 50000 (а), 200000 (б) і 500000 (в) кН/м (для порівняння: жорсткість амортизатора НАБ-240, виміряна в умовах бурової, становить 3870 кН/м).

відбивача з амортизатором: по-перше, її наявність призводить до зниження резонансних частот відбивача; по-друге, як видно з рис. 3.17, спостерігається деяка невідповідність їх співвідношенням (3.1). Ця невідповідність тим більша, чим менша довжина ступеня відбивача і чим більша маса нижньої рухомої частини амортизатора.

Оскільки відбиття хвиль від границі відбивач – амортизатор особливо

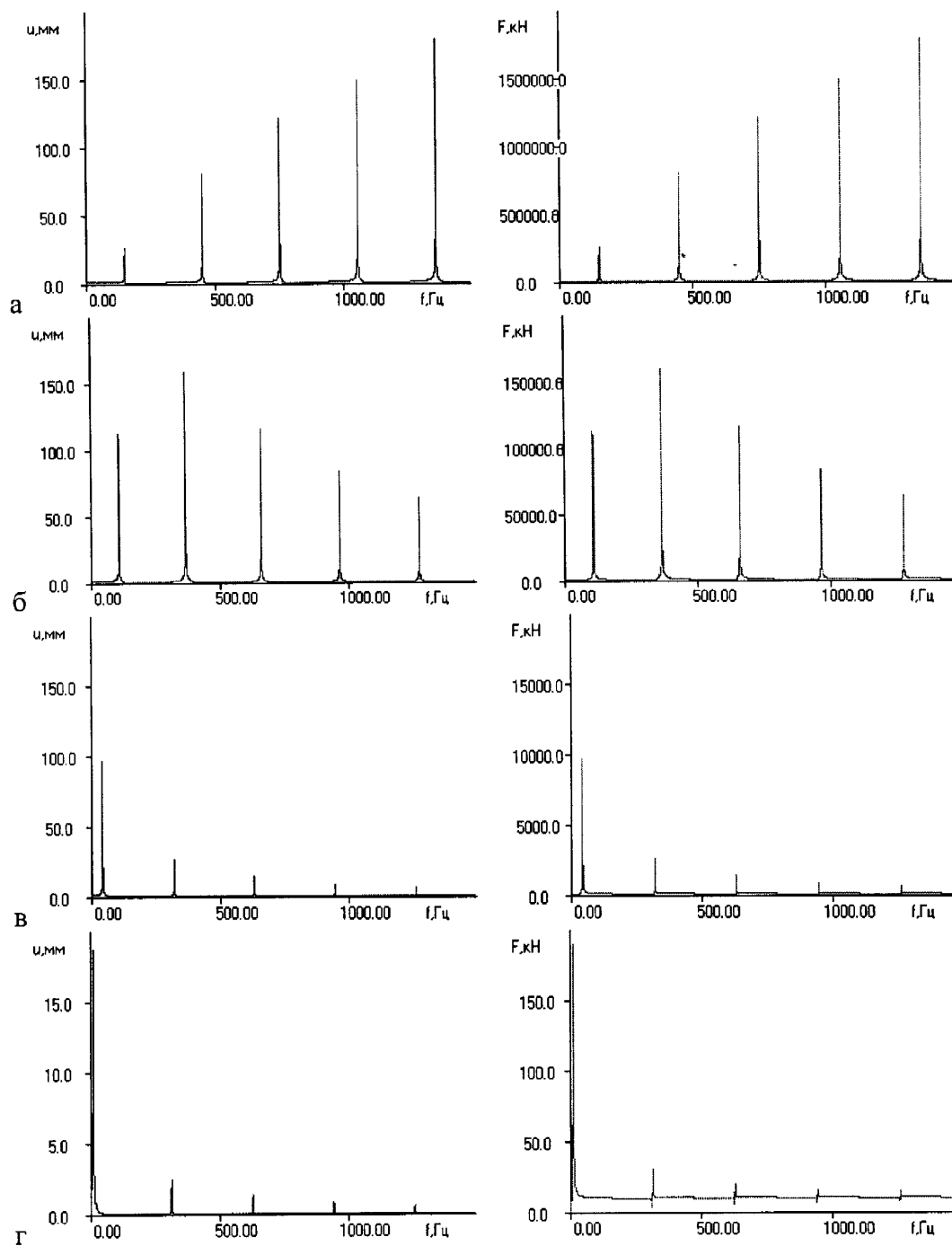


Рис. 3.20. Вплив жорсткості системи “долото – вибій” на підсилення і резонансні частоти відбивача (8 м ОБТ-165, встановленої між долотом і амортизатором). Зліва наведені АЧХ зміщення на долоті, справа – АЧХ сили на долоті. Графіки відповідають значенням жорсткості 10000 МН/м (а), 1000 МН/м (б), 100 МН/м (в), 10 МН/м (г).

ефективне, то навіть одноступеневий відбивач з амортизатором забезпечує значну інтенсивність коливань сили на долоті. Крім того, при застосуванні амортизатора рівень коливань у надамортизаторних секціях колони дуже низький (рис.3.20). У всіх інших відношеннях відбивач з амортизатором за динамічними характеристиками мало відрізняється від багатоступневих відбивачів.

Щодо таких параметрів, як жорсткість та дисипативний коефіцієнт амортизатора, то на підставі розрахунків можна стверджувати, що в межах значень, характерних для реальних амортизаторів вони практично не впливають на роботу відбивача. Вплив їх відчувається (і то лише на форму першого резонансного максимуму) при збільшенні жорсткості порівняно з вищевказаними значеннями у 50...100 і більше разів (рис. 3.19). Таким чином, для роботи в складі відбивача придатні практично будь-які амортизатори поздовжніх коливань. Єдиною бажаною характеристикою амортизатора є мала маса нижньої рухомої частини (велика маса значно обмежує частоту першого резонансного максимуму).

Усі вищенаведені результати характерні для великих значень жорсткості системи “долото-вибій” (розрахунки проводилися для значень 10^4 МН/м). При зменшенні жорсткості спостерігаються значні зміни динамічних характеристик відбивача з амортизатором, які коротко можна охарактеризувати так:

непропорційно знижується частота першого і вищих резонансних максимумів, що призводить до порушення співвідношень (3.1) (рис. 3.20);

частота першого максимуму менше залежить від геометрії секції відбивача і визначається властивостями вибою, амортизатора і значенням підамортизаторної маси (рис. 3.21);

інтенсивність всіх резонансних максимумів на АЧХ сили на долоті різко зменшується, причому тим більше, чим вищий порядок максимуму; перший максимум починає відігравати головну роль;

інтенсивність перших резонансних максимумів на АЧХ зміщення долота має спочатку тенденцію до зростання тим більшу, чим менший порядок

максимуму. Проте при дальшому зменшенні жорсткості інтенсивність цих максимумів теж спадає.

Справедливість сформульованих тверджень ілюструє рис. 3.20. Таким чином, зі зменшенням жорсткості системи “долото-вибій” основну роль відіграє перший максимум на АЧХ, частота якого при достатньо малих значеннях жорсткості не залежить від форми секції відбивача, а лише від підамортизаторної маси. Звідси можна зробити висновок, що при малих значеннях жорсткості відбивач з амортизатором втрачає властивості відбивача і підамортизаторна маса починає коливатися як єдине ціле, тобто він (відбивач) плавно перетворюється в компоновку, робота якої ґрунтується на ефекті маятника. Щоб остаточно переконатися у правильності даного твердження, досить провести просту оцінку резонансної частоти. Відомо, що частота пружинного маятника залежить від його маси і жорсткості пружини:

$$\nu = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.2)$$

Якщо підамортизаторна секція складається з 2 м ОБТ-165 (288 кг), то при нехтуванні масами долота і нижньої рухомої частини амортизатора для жорсткості “долото – вибій” 40 МН/м розрахована за формулою (3.2) частота виходить 59.3 Гц. Як видно з рисунка 3.21, ця оцінка добре узгоджується з резонансною частотою АЧХ сили.

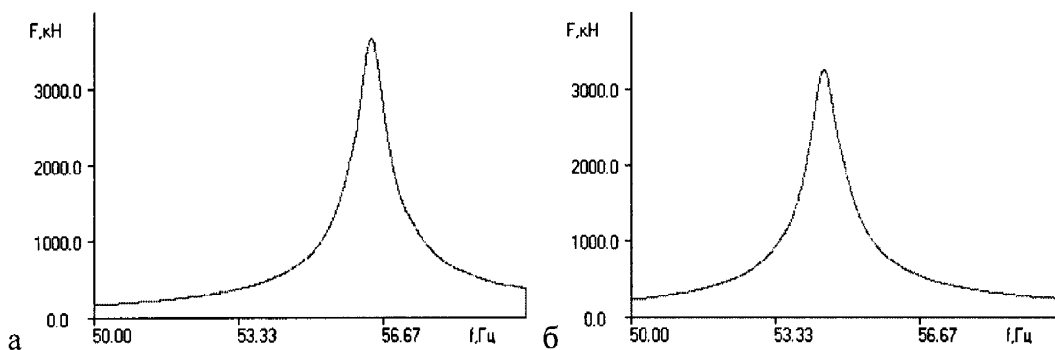


Рис. 3.21. Вплив геометрії підамортизаторної частини при незмінному значенні її маси на резонансну частоту і підсилення маятникової компоновки. Жорсткість системи «долото – вибій» 40 МН/м. Підамортизаторна маса являє собою 2 м ОБТ-165 (а) і 6 м сталеві труби з масою погонного метра 48 кг (б).

З рис. 3.21 видно, що форма підамортизаторної маси у певній мірі впливає на динамічні властивості маятникової компоновки, а саме видовження її призводить до незначного зменшення резонансної частоти і коефіцієнта підсилення (якщо б ця компоновка працювала як відбивач, то частота для наведених на рисунку даних повинна була б зменшитися в 3 рази). Крім того, видовження підамортизаторної маси призводить до зниження частот вищих резонансних максимумів і збільшення їх коефіцієнтів підсилення відносно першого максимуму (рис. 3.22). У загальному ж коефіцієнти підсилення зменшуються, і компоновка як підсилювач коливань стає менш ефективною. Таким чином, при збільшенні довжини підамортизаторної маси маятникова компоновка починає набувати рис відбивача. Звідси видно, що для досить довгих підамортизаторних секцій (наприклад, якщо амортизатор встановлений над повнорозмірною секцією ОБТ) маятниковий ефект не буде спостерігатися ні при яких реальних значеннях жорсткості «долото-вибій». Чим більша ця жорсткість, тим коротшою повинна бути підамортизаторна маса, щоб мав місце маятниковий ефект; тому цей ефект стає недосяжним для досить великих значень жорсткості.

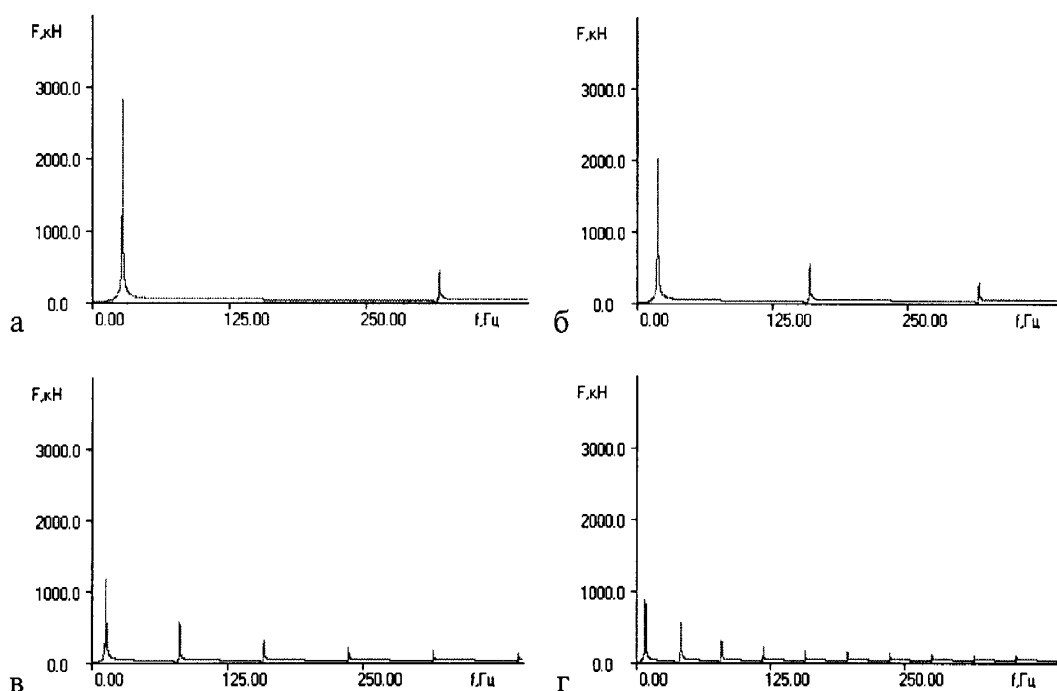


Рис. 3.22. Вплив довжини підамортизаторної маси на динамічні властивості маятникової компоновки. Графіки відповідають встановленим між амортизатором і долотом секціям ОБТ-165 довжиною 8 м (а), 16 м (б), 32 м (в) і 64 м (г). Жорсткість «долото – вибій» - 40 МН/м.

Коливання зміщення і сили на долоті при застосуванні маятникових компоновок характеризуються значно нижчими, ніж при застосуванні відбивачів, частотами і за формою близькі до амплітудномодульованих гармонічних (рис. 3.23). Амплітуда коливань сили залежить від властивостей вибою і є внаслідок цього меншою, ніж при застосуванні відбивачів, проте цього може бути достатньо при руйнуванні не дуже міцних порід. Інтенсивність коливань сили у надамортизаторних частинах колони низька.

Оскільки резонансний максимум маяткової компоновки знаходиться в області низьких частот, де спектри збурюючих коливань доліт здебільшого інтенсивні, рівень підсилених коливань мало залежить від режимних параметрів і вибраного типу долота. Частота і амплітуда підсилених коливань, як вказувалося вище, визначається непередбачуваними і неконтрольованими

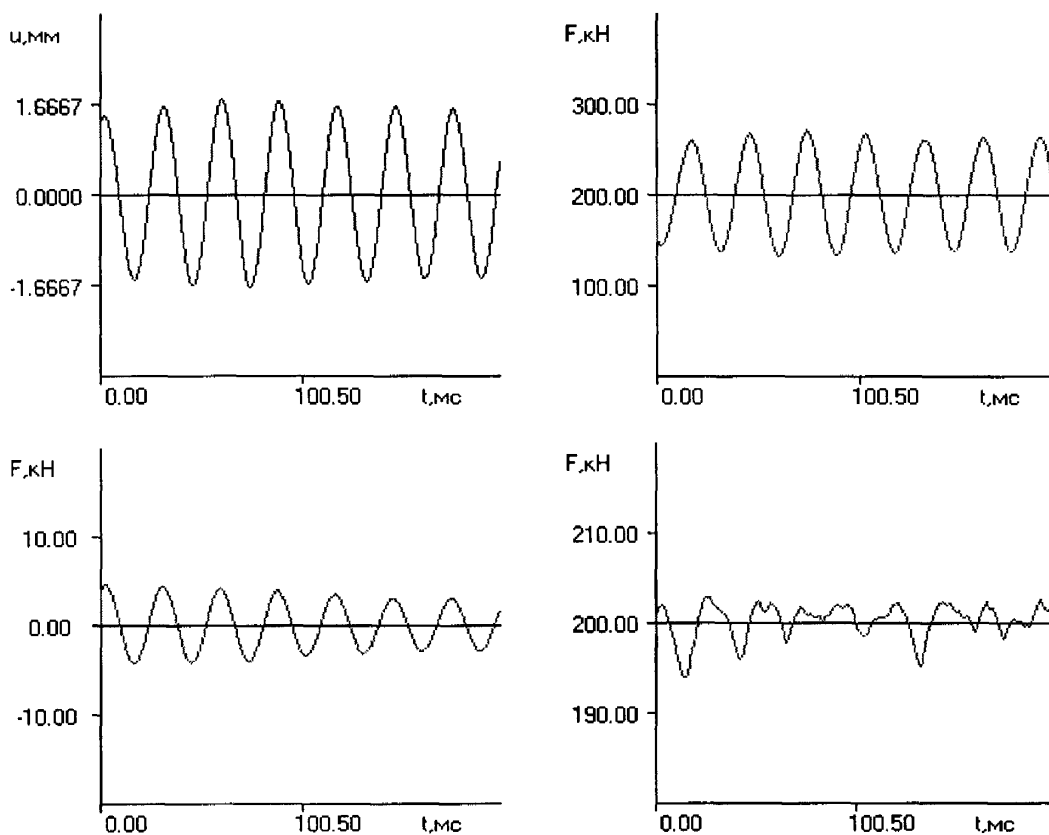


Рис. 3.23. Коливання зміщення і сили на долоті і у верхніх секціях колони при застосуванні маяткової компоновки (амортизатор з жорсткістю 3500 кН/м і масою нижньої рухомої частини 600 кг, між ним і долотом встановлено 1 м ОБТ-165). Жорсткість “долото-вибій” – 40 МН/м; долото – 215.9 СГН R-163; частота обертання – 70 об/хв. Зверху наведені графіки залежностей зміщення і сили від часу на долоті, знизу – залежність від часу сили у верхніх секціях колони (зліва, динамічна складова) і залежність від часу сили на долоті без застосування маяткової компоновки (для порівняння).

параметрами – властивостями вибою.

Маятникова компоновка, на відміну від відбивача, значно чутливіша до параметрів амортизатора (це, знову ж таки, пов'язано з малими значеннями жорсткості “долото-вибій”, при яких спостерігається маятниковий ефект). При збільшенні жорсткості резонансна частота зменшується, правильна форма резонансного максимуму на АЧХ спотворюється (подібно до зображеного на рис. 3.19, але при значеннях жорсткості 15...30 МН/м для жорсткості вибою 40 МН/м) і коефіцієнт підсилення знижується аж до повної відсутності максимуму (амортизатор з такою жорсткістю не відіграє у колоні жодної ролі). Резонансні частоти реальної маяткової компоновки значно обмежуються наявністю маси нижньої рухомої частини амортизатора, яка досягає значних величин (до 1000 кг). Тому здебільшого на практиці раціонально встановлювати амортизатор безпосередньо над долотом (що часто і робиться, зокрема – в БУ “Укрбургаз”). У такий спосіб можна досягнути максимальної для даного амортизатора частоти підсилюваних коливань.

Таким чином, компоновка з амортизатором і порівняно невеликою підамортизаторною масою є універсальною в сенсі інтенсифікації динамічного режиму роботи долота: при малих значеннях жорсткості вибою вона працює як маяткова, при великих – набуває властивостей відбивача. Для уточнення сфер можливого застосування відбивачів і маятникових компоновок доцільно зробити коротке порівняння їх динамічних характеристик.

1. Відбивачі ефективно працюють лише при великих значеннях жорсткості “долото-вибій” і тому застосування їх може бути доцільним при бурінні твердих порід. Маятникові компоновки, навпаки, забезпечують підсилення поздовжніх коливань для порід малої жорсткості. В разі частій непередбачуваної зміни жорсткості порід з глибиною доцільно застосовувати маятникові компоновки з короткою секцією ОБТ під амортизатором, оскільки при великих значеннях жорсткості вони будуть функціонувати у ролі відбивачів.

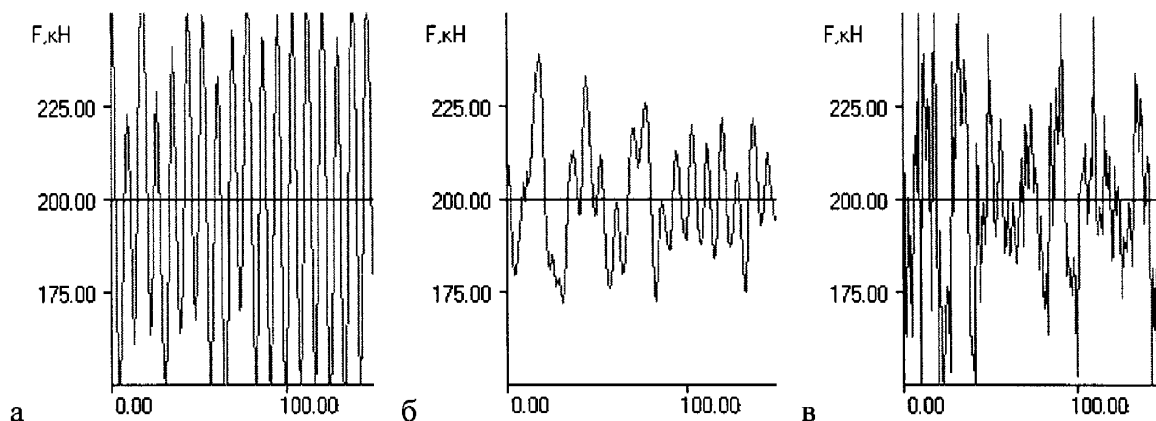


Рис.3.24. Вплив демпфування вибою на коливання сили на долоті при застосуванні шестиступеневого відбивача (його секції являють собою 4-метрові відрізки ОБТ-165 і труби з масою погонного метра 90 кг, що чергуються). Графімки відповідають демпфуванню вибою: а - 1 кН*с/м, б - 30 кН*с/м, в - 1000 кН*с/м. Жорсткість вибою - 200 МН/м. По осі абсцис - час в мілісекундах.

2. Частоти підсилених коливань відбивачів порівняно з такими для маятникових компоновок значно вищі. Тому ефективність відбивачів зростає при збільшенні частоти обертання долота, що може зробити доцільним їх застосування, наприклад, при бурінні з допомогою турбобурів та електробурів.

3. Параметри підсилених відбивачами коливань у більшій мірі, ніж для маятникових компоновок, залежать від геометрії озброєння долота і параметрів режиму буріння (внаслідок наявності множинних резонансних частот) і менше – від параметрів вибою. Частота коливань для маяткової компоновки крім інших параметрів визначається властивостями вибою.

3.2.4. Вплив дисипативних властивостей вибою на роботу підсилювальних компоновок. Розбурювані породи ніколи не є абсолютно пружними і завжди мають демпфуючі властивості, що призводять до дисипації енергії на вибої. Проте навіть якщо б вони були абсолютно пружними, на вибої все одно буде мати місце поглинання коливальної енергії і перетворення її в енергію пружних сейсмічних хвиль (цей процес, як згадувалося в 2.4, може бути описаний лінійним демпфуванням на вибої). У зв'язку зі згаданими явищами значення коефіцієнта демпфування на вибої завжди буде відмінним від нуля. Про його справжні значення залишається тільки гадати, оскільки дане питання мало досліджене. Проте є очевидним, що зі зростанням демпфуючих

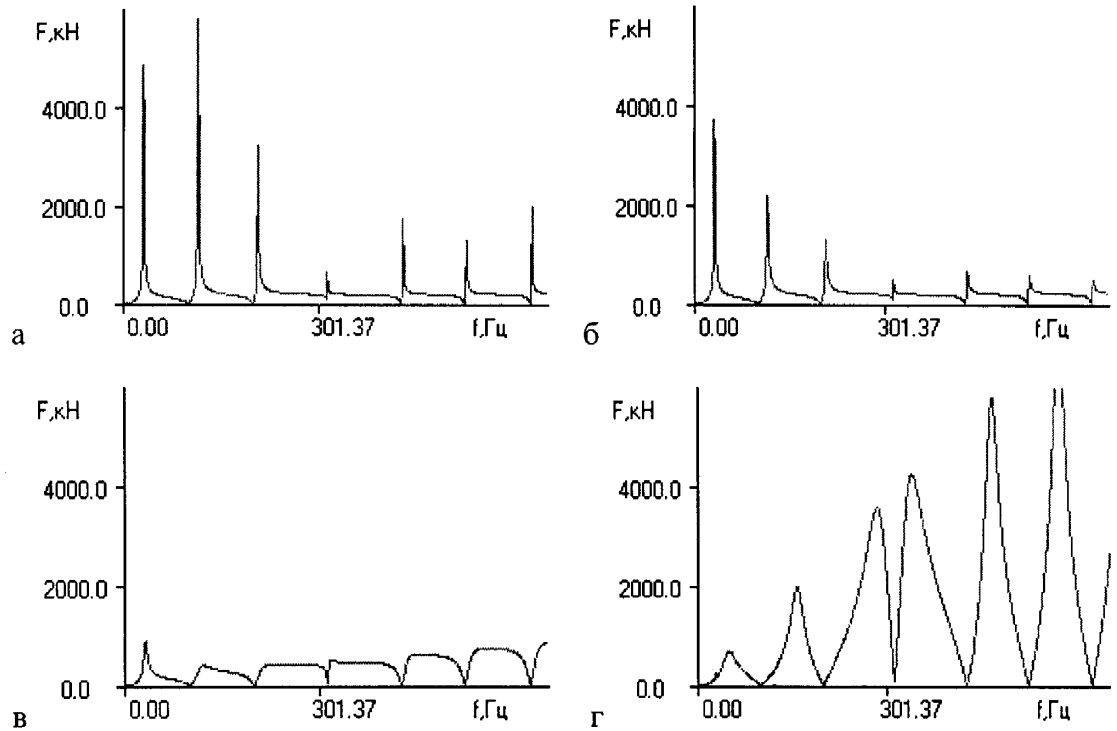


Рис. 3.25. Вплив демпфування вибою на АЧХ колони з шестиступеневим відбивачем (компоновка і жорсткість вибою такі самі, як і для рис. 3.26). Графіки відповідають демпфуванню вибою: а - 0 кН*с/м, б - 10 кН*с/м, в - 100 кН*с/м, г - 1000 кН*с/м.

властивостей порід коефіцієнт демпфування на вибої повинен зростати. Тому дослідження впливу його значення на роботу відбивачів і компоновок з нижнім положенням амортизатора представляє інтерес принаймні в якісному плані.

Спочатку розглянемо вплив демпфування на вибої на роботу багатоступеневих відбивачів. Як видно з рис. 3.24, збільшення демпфування на вибої призводить спочатку до деякого зменшення інтенсивності коливань сили на долоті, а далі - до збільшення, проте коливання набувають неправильної форми зі значним вмістом високочастотних гармонік. Для з'ясування причин такої поведінки зручно дослідити зміну АЧХ сили на долоті при різних значеннях демпфування. Аналіз розрахунків (деякі результати наведені на рис. 3.25) дозволяє виділити наступні зміни в АЧХ, що мають місце зі збільшенням демпфування на вибої:

1. Спочатку резонансні максимуми дещо послаблюються, далі починають зростати, притому тим більше, чим вища частота (тому у складі коливань на долоті з'являються інтенсивні високочастотні гармоніки).
2. Змінюється форма резонансних максимумів. Стають ширшими смуги

підсилюваних коливань (це пояснює набування коливаннями неправильної форми).

3. Резонансні частоти стають нерегулярними і перестають задовольняти співвідношення 3.1.

Отже, багатоступеневі відбивачі залишаються ефективними при різних значеннях демпфування вибою (у певному діапазоні, що визначається параметрами вибою і відивача їх ефективність дещо менша). Збільшення демпфування суттєво збільшує підсилення високочастотних коливань і зменшує підсилення низькочастотних.

Інакшою, хоча і подібною, є поведінка компонок з нижнім положенням амортизатора. При збільшенні демпфуючих властивостей вибою інтенсивність коливань сили на долоті різко зменшується і їх форма перестає бути квазігармонічною (рис. 3.26). Для розглянутої компоновки при

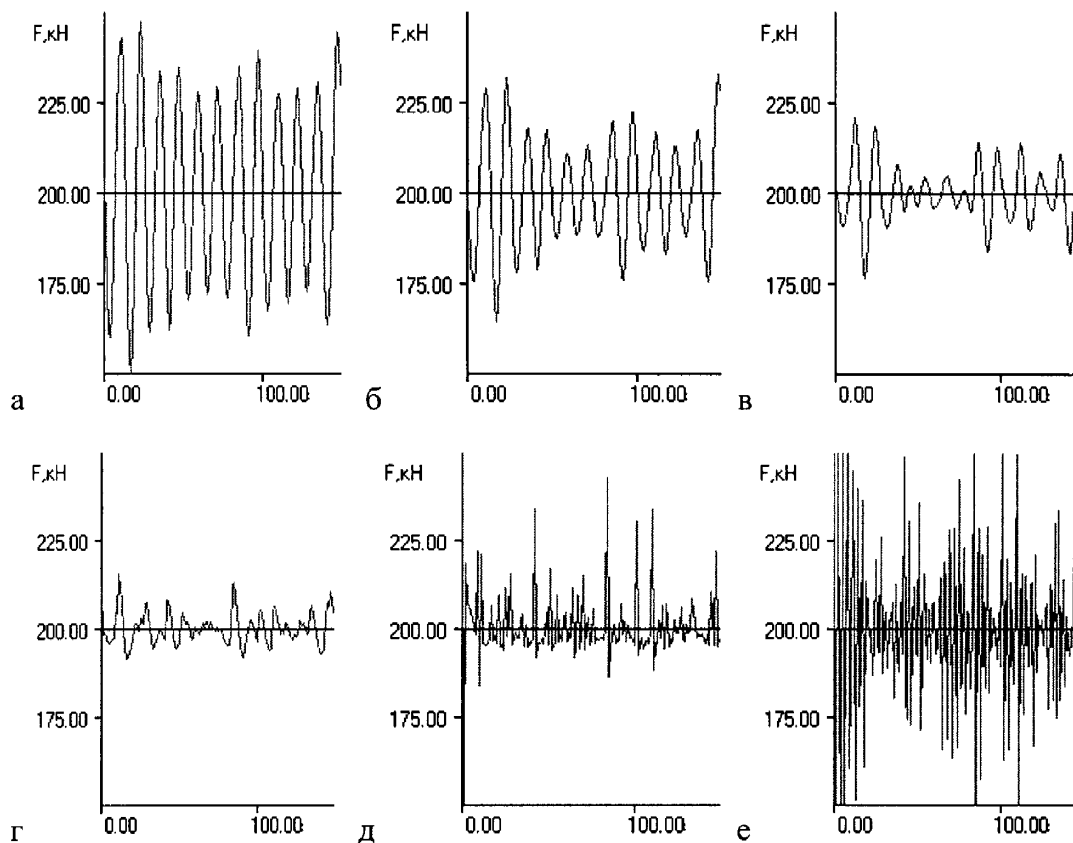


Рис. 3.26. Залежність динамічних властивостей компоновки з нижнім положенням амортизатора від демпфуючих властивостей вибою. Жорсткість вибою – 80 МН/м. Підамортизаторна маса являє собою 2 м ОБТ-165. Жорсткість амортизатора – 3500 кН/м. Графіки відповідають таким значенням демпфування: а – демпфування немає, б – 1 кН*с/м, в – 5 кН*с/м, г – 50 кН*с/м, д – 500 кН*с/м, е – 5000 кН*с/м.

демпфуванні порядку 50 кН*с/м її ефективність зводиться нанівець. Із подальшим збільшенням демпфування інтенсивність коливань знову зростає, проте набагато збільшується їх частота. Це нашоує на думку, що підамортизаторна маса за цих умов починає працювати як відбивач хвиль, тобто спостерігаються ефекти, подібні до таких при зростанні жорсткості вибою.

Таким чином, компоновки з нижнім положенням амортизатора за умов невеликих жорсткостей вибою набагато чутливіші до зміни демпфування на вибої. На певному діапазоні значень демпфування застосування їх неефективне. Тому при бурінні м'яких порід з переважними демпфуючими властивостями встановлення амортизатора з метою інтенсифікації динамічних режимів роботи долота не має особливого змісту.

3.3. Низькочастотні коливання в бурильній колоні. Утворення вибоїн

При бурінні свердловин роторним способом у бурильній колоні можуть виникати інтенсивні низькочастотні коливання, які призводять до відчутних вібрацій бурильного інструменту, що деколи відчуваються навіть в області устя свердловини. Оскільки, як показують розрахунки, низькочастотні коливання в ході їхнього поширення вверх значно послаблюються у бурильних трубах, то можна гадати, якими інтенсивними вони можуть бути у нижніх частинах колони. Причини виникнення таких коливань не до кінця з'ясовані, не виключено, що суттєву роль тут відіграють нелінійні ефекти [77], які не можуть бути розглянуті в рамках нашої лінійної моделі.

Як показують розрахунки, бурильна колона найпростішої компоновки (долото + ОБТ + бурильні труби) завжди має резонансні максимуми в області низьких частот (див., наприклад, рис. 3.3). Крім того, спектр збурюючих коливань також характеризується значними низькочастотними гармоніками (рис. 3.2). Це створює передумови для виникнення низькочастотних коливань. І все ж перелічені причини здебільшого недостатні для виникнення інтенсивних

низькочастотних коливань при бурінні плоского вибою.

Картина цілковито змінюється, якщо вибій не є плоским (будемо називати його вибоїстим). Вичерпне дослідження впливу вибоїн на динаміку бурильної колони виходить за рамки описаної тут моделі внаслідок згаданого вище імовірного впливу нелінійних ефектів, а також через те, що рух долота по вибоїнах може бути причиною інтенсивних крутильних коливань, які, в свою чергу, можуть впливати на поздовжні коливання [77]. Подальші дослідження і висновки будуть робитися у рамках нашої моделі.

Коливання долота, що виникають внаслідок наявності вибоїн, можуть багатократно підсилюватися бурильною колоною в залежності від частоти, яка, в свою чергу, визначається кількістю вибоїн і частотою обертання долота. Наприклад, при бурінні з частотою обертання 80 об/хв вибою жорсткістю 40000 кН/м з глибиною вибоїн 10 мм з найпростішою компоновкою бурильної колони (долото + 200 м ОБТ-165 + 2000 м ТБВ-140) розрахункова амплітуда сили на усті свердловини 40 кН, а на долоті – близько 390 кН, що при навантаженні на долото 200 кН може призвести до відривання його від вибою.

Тому в рамках нашої моделі інтенсивні поздовжні низькочастотні коливання можуть бути пояснені наявністю вибоїн. Кількість їх може бути різною, проте найімовірніше, що вона кратна кількості шарошок долота. Частота збурюваних вибоїнами коливань незалежно від їх кількості повинна бути кратною кількості шарошок. Взагалі кажучи, згадані коливання можуть бути ангармонічними. Проте у зв'язку з браком інформації про геометрію вибоїн для конкретності і спрощення розрахунків будемо вважати, що збурювані внаслідок їх наявності коливання є гармонічними і частота їх втричі перевищує частоту обертання долота. На підставі розрахунків можна стверджувати, що збільшення дисипації енергії на вибої призводить до зменшення амплітуди розглядуваних низькочастотних коливань, таким чином вибоїни є більш небезпечними при бурінні порід з переважаючими пружними властивостями.

Взагалі кажучи, для запобігання виникненню в колоні обумовлених

наявністю вибоїв низькочастотних коливань можна або змінити динамічні властивості колони так, щоб в області низьких частот не було резонансних максимумів і в такий спосіб уникнути підсилення, або підібрати частоту обертання так, щоб частота вказаних коливань не знаходилась в області смуги підсилення, або підібрати режимні параметри таким чином, щоб вибої не утворювалися. До бажаної зміни динамічних характеристик колони призводить її скорочення (неможливо з очевидних міркувань) або встановлення пристрою, який би відносно поздовжніх коливань функціонально розділив її на дві окремих частини – нижню, відносно коротку, динамічно пов'язану з долотом і вибоєм та верхню, довшу. Як показують дослідження на основі нашої моделі, таким пристроєм може бути шліцеве з'єднання або амортизатор. Встановлення таких пристроїв призводить не тільки до зниження інтенсивності розглядуваних низькочастотних коливань сили на вибої, а й до практично повного захисту від них бурильного інструменту, розміщеного вище місця встановлення пристрою. Слід зауважити, що бажаним є встановлення амортизатора з якомога меншими можливими для заданих умов значеннями жорсткості і коефіцієнта дисипації енергії. Безумовна перевага даного способу – незалежність його ефективності від довжини колони, що виключає необхідність підбору оптимального режиму при нарощуванні секції бурильних труб.

Підбір частоти обертання при незмінній колоні можна здійснити за АЧХ сили на долоті в області низьких частот (0-10 Гц). Для цього досить підібрати частоту коливань в області мінімуму підсилення на АЧХ так, щоб відповідна частота обертання долота знаходилась в області технологічно обґрунтованих значень. Даний спосіб дає певний, хоча і обмежений ефект, який практично не залежить від параметрів вибою і може бути використаний при відсутності амортизаторів. Проте оптимальні частоти у цьому випадку залежать від довжини колони, і їх підбір треба здійснювати повторно при значному відносному нарощенні секції бурильних труб. Ефективність вищеописаних способів ілюструє таблиця 3.2, яка розрахована за такими вихідними даними.

Колона – долото тришарошкове + 200 м ОБТ-165 + 2000 м ТБВ – 140; жорсткість “долото-вибій” – 40000 кН/м; глибина вибоїн – 10 мм, кількість вибоїн – 3; жорсткість амортизатора – 3500 кН/м, маса верхньої і нижньої рухомих частин – 600 кг; амортизатор встановлюється безпосередньо над долотом.

Таблиця 3.2. Вплив технології на інтенсивність обумовлених вибоїнами низькочастотних коливань сили в бурильній колоні

Частота обертання долота, об./хв.	Амплітуда коливань сили, кН	
	на долоті	на усті
80	390	40
67	75	25
80*	25	4

*У склад компоновки включений амортизатор.

Вибоїни можуть утворюватися з різних причин, зокрема внаслідок неоднорідності розбурюваних порід. Не останню роль в утворенні вибоїн відіграють коливання сили на долоті, які й самі є наслідком їх наявності на вибої; дана особливість дає можливість стверджувати, що система “бурильна колона – долото – вибій” по відношенню до зміни глибини вибоїн є системою зі зворотним зв’язком. За умови додатного зворотного зв’язку вибоїни при бурінні будуть зростати, в протилежному випадку – будуть зменшуватися. Вичерпне дослідження даного питання потребує врахування ймовірної ролі крутильних та поперечних коливань, а також нелінійних ефектів. Проте деякі висновки можуть бути зроблені і з досліджень у рамках описаної тут математичної моделі.

Оскільки неоднорідність порід є рідч непередбачувана і неконтрольована, то варто зосередити увагу на ролі поздовжніх коливань долота в утворенні вибоїн. Високочастотні коливання сили на долоті навряд чи можуть виступати причиною їх утворення. Найбільш імовірною є участь у даному процесі низькочастотних коливань, частота яких рівна частоті вимушених внаслідок наявності вибоїн коливань долота (найбільш суттєві коливання) або кратна до неї (для зміни глибини вибоїн сила повинна діяти “у такт” до них). Тому

зупинимось на вивченні впливу на вибоїни коливачь на основній частоті, породжених ними ж.

З'ясувати вплив поздовжніх коливачь сили на вибоїни допомагають наступні прості міркування. Зрозуміло, що глибина вибоїн буде зростати, якщо збільшення сили на долоті буде відповідати положенню шарошок на “дні” вибоїн (коливання сили на долоті відбуваються “у фазі” до вибоїн), що буде сприяти інтенсивнішому руйнуванню породи в області “дна”. У протилежному разі (коливання сили відбуваються “в протифазі” до вибоїн) порода буде інтенсивніше руйнуватися в області “вершин”; це повинно призвести до зменшення глибини вибоїн аж до повного їх зникнення. Зазвичай, як показують розрахунки, коливання сили зсунуті відносно вибоїн на певний кут. Якщо він відповідає чверті періода коливачь з будь-яким знаком, то половина часу збільшення сили буде відповідати положенню шарошок нижче середньої лінії вибоїн, а половина – вище середньої лінії (максимум сили, наприклад, діє в області наростання висоти). Така дія на вибоїни не повинна викликати зміни їх глибини, а лише призведе до зміни їх положення на вибої (“обертання” вибоїн). Зсув по фазі на довільний кут, взагалі кажучи, викличе зміну глибини і положення вибоїн одночасно. Оскільки інтенсивність вимушених вибоїнами коливачь цілковито визначається їх глибиною, а не положенням на вибої, то обмежимося лише питанням зміни глибини. Оскільки будь-яке гармонічне коливання може бути представлено у вигляді суми двох гармонічних коливачь тієї ж частоти, зсунутих одне відносно одного на чверть періода, то з коливачь сили може бути виділена складова, що повністю визначає вплив їх тільки на глибину вибоїн; її амплітуда F_h виражається так:

$$F_h = F_{\max} \cos \varphi,$$

де φ – зсув по фазі коливачь сили відносно вибоїн; F_{\max} – амплітуда коливачь сили на долоті. Звідси легко виводиться умова поглиблення вибоїн:

$$\cos \varphi > 0 . \quad (3.3)$$

Зсув по фазі сили на долоті відносно вимушуючих коливань дає фазочастотна характеристика (ФЧХ) сили на долоті; вона може бути легко отримана з комплексної амплітудно-фазочастотної характеристики, про яку згадувалося вище (2.3). Таким чином, наша задача зводиться до дослідження ФЧХ і визначення областей, де виконується умова (3.3). Буріння з відповідними частотами обертання при даних умовах (компоновка бурильної колони, властивості вибою) повинно викликати утворення вибоїн і їх поглиблення; у протилежному разі глибина вибоїн мала б зменшуватися.

Складним є питання про швидкість поглиблення вибоїн; зрозуміло лише, що вона залежить від значення F_h , властивостей обраного типу долота і розбурюваної породи, а також від режимних параметрів, що впливають на ефективність руйнування породи. Ця задача потребує ґрунтовного дослідження; в рамках даної постановки можна сформулювати лише дуже поверхові судження з даного питання. Найімовірніше, що при рівних інших умовах швидкість поглиблення вибоїн зі збільшенням значення F_h зростає монотонно або близько до того. Таким чином, дана величина могла б служити

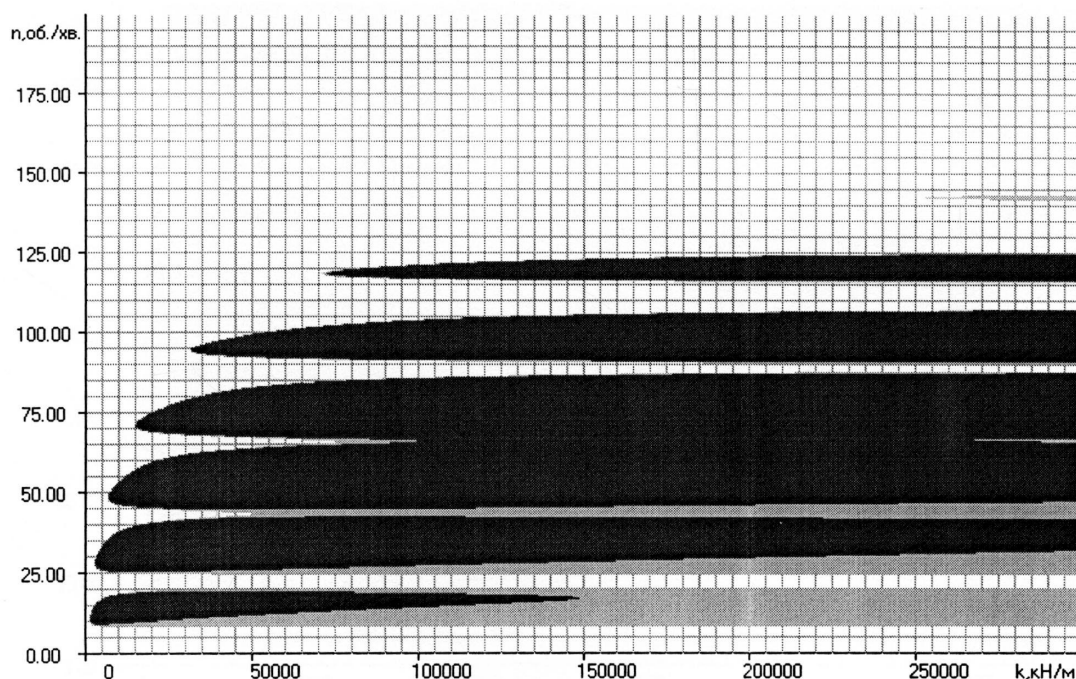


Рис.3.27. Діаграма вибоїнонебезпечних областей для компоновки долото + 200 м ОБТ-165 + 2000 м ТБВ-140. Темнішим кольором позначені області зі значенням $\vartheta > 0.01$.

критерієм оцінки швидкості поглиблення вибоїн при даних умовах. Оскільки F_h в рамках нашої моделі сама зростає монотонно (при рівних інших умовах) зі збільшенням глибини, то вибоїни повинні поглиблюватися тим швидше, чим глибші вони вже є. ФЧХ сили на долоті, а отже і положення областей поглиблення вибоїн на осі частот залежить від властивостей вибою, з яких для низькочастотних коливань переважаючу роль відіграє пружність. Аналіз промислових даних про результати роботи доліт показує, що при збільшенні твердості порід механічна швидкість поглиблення свердловини переважно спадає, а отже ефективність руйнування породи зменшується, що мало б призводити до зменшення швидкості поглиблення вибоїн при інших рівних умовах. Таким чином, величину

$$\mathcal{G} = \frac{F_h}{\alpha u_h} \quad (3.4)$$

(α - жорсткість “долото-вибій”, u_h - глибина вибоїн) можна розглядати як певний критерій небезпечності щодо вибоїн розглядуваної компоновки при даних умовах буріння і режимних параметрах (оскільки вона відображає

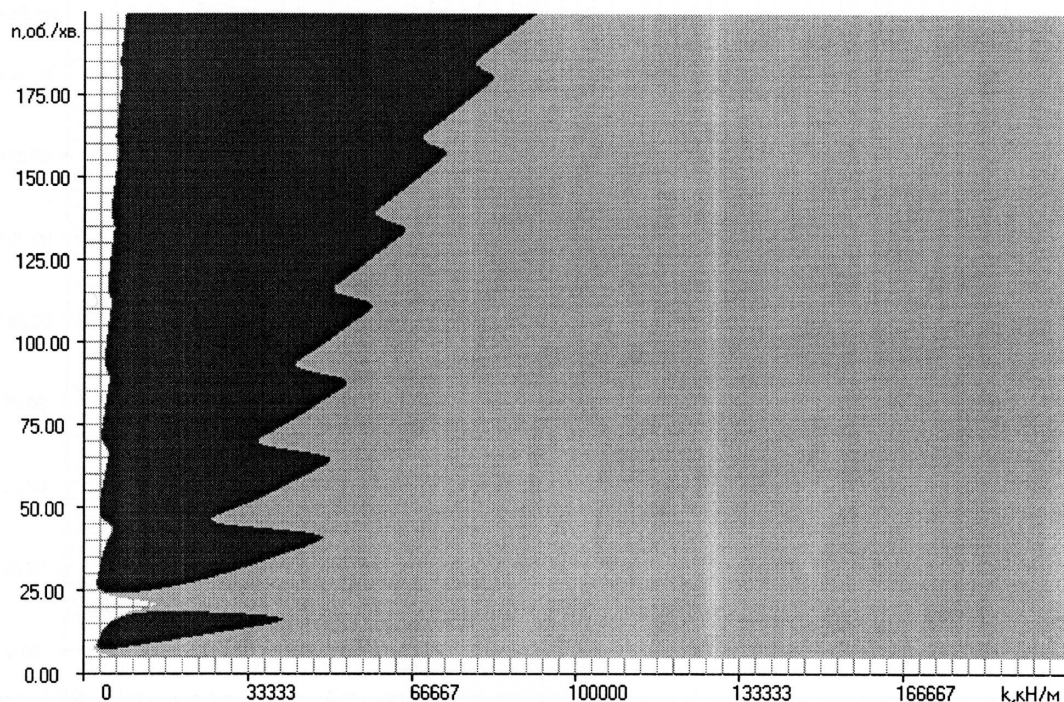


Рис.3.28. Діаграма вибоїнонебезпечних зон для компоновки з нижнім положенням амортизатора. Компоновка складається з долота, 4м ОБТ-165, амортизатора з жорсткістю 3500 кН/м, 200 м ОБТ – 165 і 2000 м ТБВ –140. Жорсткість вибою – 100 МН/м.

згадані вище закономірності). За змістом вона являє собою амплітуду деформації вибою під впливом компоненти сили F_h , віднесена до глибини вже існуючих вибоїн. Оскільки значення F_h в нашій моделі пропорційне до глибини вибоїн, то (3.4) є критерієм відносної швидкості їх поглиблення. Про безпечні і небезпечні значення критерію (3.4) можна судити лише з експериментальних досліджень. Нижче він буде використаний для наглядного зображення співвідношення більш і менш небезпечних відносно поглиблення вибоїн областей на графіках.

Оскільки вибоїнонебезпечні області частоти обертання долота залежать від жорсткості вибою, то їх зручно зображати графічно в координатах жорсткість вибою – частота обертання долота. Такі зображення будуть представлятися в подальшому при аналізі вибоїнонебезпечності різних компоновок.

Виявляється, що в більшості випадків існують такі області частот обертання долота, для яких досліджувана компоновка бурильної колони не буде сприяти утворенню вибоїн ні при ніяких значеннях жорсткості вибою. У

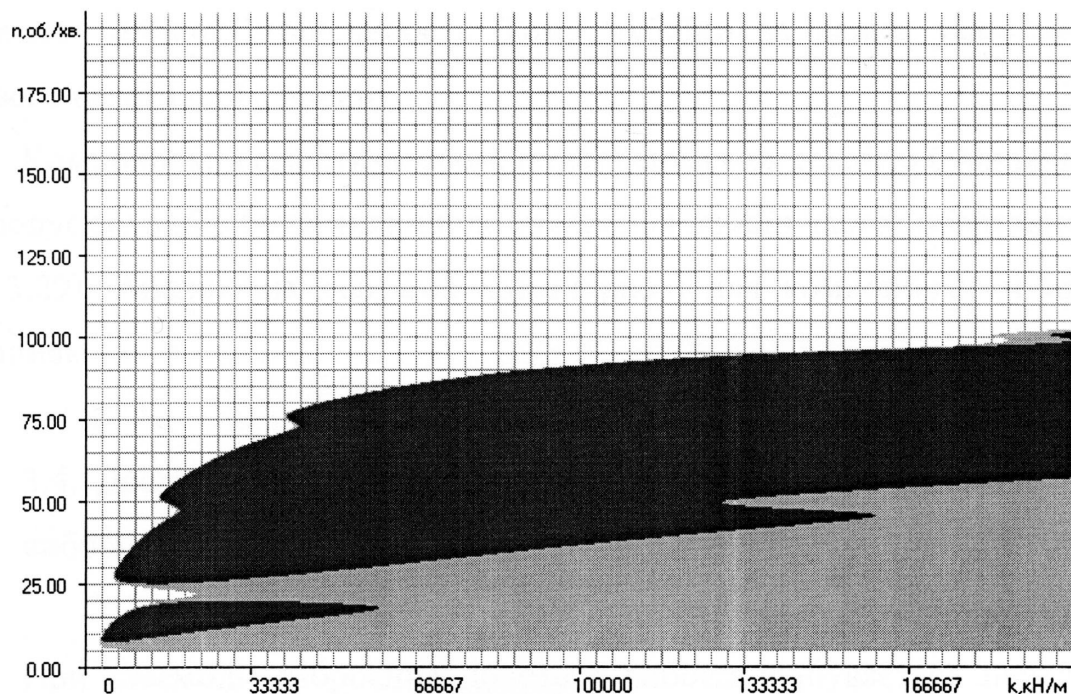


Рис. 3.29. Діаграма вибоїнонебезпечних зон для компоновки зі значною підамортизаторною частиною колони. Компоновка аналогічна до такої для рис. 3.28, лише амортизатор встановлений між секцією бурильних труб і ОБТ.

певних випадках деякі з цих областей лежать всередині області технологічно допустимих частот обертання ротора. Це відкриває можливість підбору для певної компоновки такої оптимальної частоти обертання, при якій утворені вже вибоїни зникають, а нові не можуть утворитися. Для ілюстрації наведемо згадану діаграму вибоїнонебезпечних областей в координатах жорсткість – частота для найпростішої компоновки (рис. 3.27). Вибоїнонебезпечні області мають форму своєрідних “язиків”, які розширюються в напрямку збільшення жорсткості. З діаграми, зокрема, видно, що буріння з вказаною компоновкою при частотах близько 90 об./хв. і близько 110 об./хв. не повинно призводити до утворення вибоїн ні при яких значеннях жорсткості вибою. Діаграма для компоновок з багатоступеневими відбивачами без амортизаторів суттєво не відрізняється від рис. 3.27. Для порівняння можна навести аналогічні діаграми для компоновок з амортизаторами. Виявляється, що вони є тим більш вибоїнонебезпечними, чим коротша підамортизаторна частина колони (рис.3.28, 3.29). Проте, з іншого боку, як згадувалося вище, встановлення амортизатора ефективно захищає надамортизаторні частини колони від низькочастотних коливань і обумовлені вибоїнами коливання сили на долоті не досягають великої інтенсивності. Тому вибоїни за даних умов не мають суттєвого негативного впливу.

Компоновка з амортизатором, розміщеним між секцією бурильних труб і ОБТ допускає вибір безпечних щодо утворення вибоїн частот обертання долота (рис. 3.29). Аналогічна діаграма характерна і для компоновки зі шлицевим з'єднанням.

3.4. Дослідження генерації коливальної енергії при взаємодії долота з вибоєм

При взаємодії озброєння долота з вибоєм відбувається перетворення обертальної енергії колони в коливальну. Даний процес в загальних рисах досліджувався вище. Проте внаслідок прийнятих припущень отримані

результати можуть розглядатись лише як дуже приблизні і використовуватись для оцінок впливу різних параметрів на енергетичні показники.

Більш точні результати можуть бути отримані при моделюванні поздовжніх коливань в бурильній колоні. Загальновідомо, що робота проти сил на вибої за одиницю часу (а саме за її рахунок поповнюється коливальна енергія колони і виконується робота проти демпфування вибою) може бути виражена формулою

$$N = \frac{1}{T} \int_0^T F_D d\tilde{u} = \frac{1}{T} \int_0^T F_D \frac{d\tilde{u}}{dt} dt = \frac{1}{T} \int_0^T F_D \tilde{v} dt, \quad (3.5)$$

де N - потужність, T - період коливань. Аналогічно робота проти сил пружності колони за одиницю часу (за рахунок її поповнюється енергія пружних поздовжніх хвиль у колоні)

$$N_{XB} = \frac{1}{T} \int_0^T F_D \frac{du_D}{dt} dt = \frac{1}{T} \int_0^T F_D v_D dt. \quad (3.6)$$

Очевидно, що згідно закону збереження енергії можна записати:

$$N_B = N - N_{XB}.$$

В свою чергу можна записати:

$$v_D = \frac{du_D}{dt} = \operatorname{Re} \left(\frac{\partial u_{збн}(L, t)}{\partial t} \right),$$

$$F_D = \operatorname{Re}(F_{збн}(L, t)).$$

Швидкість $\tilde{v}(t)$ може бути подана через розклад у ряд Фур'є:

$$\tilde{v}(t) = \operatorname{Re} \left(\frac{d\tilde{u}}{dt} \right) = \operatorname{Re} \left(\frac{d}{dt} \left(\sum_{v=0}^{\infty} A_v e^{i\omega_v t} \right) \right) = \operatorname{Re} \left(\sum_{v=0}^{\infty} i\omega_v A_v e^{i\omega_v t} \right). \quad (3.7)$$

Вираз для $u_{збн}(x, t)$ поданий в (2.8). Звідси аналогічним чином можна знайти

v_D :

$$v_D = \operatorname{Re} \left(\sum_{v=0}^{\infty} i\omega_v G(L, \omega_v) A_v e^{i\omega_v t} \right). \quad (3.8)$$

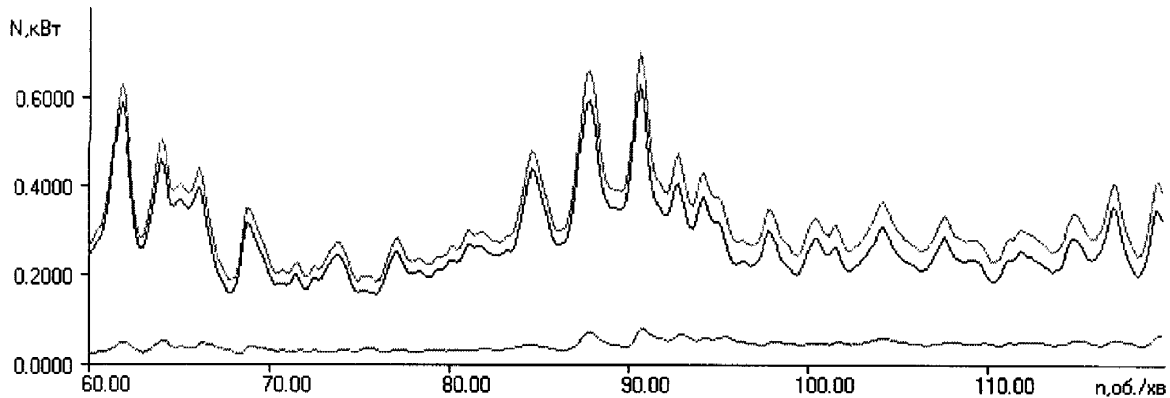


Рис. 3.30. Залежність коливальних потужностей, генерованих внаслідок взаємодії долота 215.9МГАУ з вибоєм (жорсткість 100 МН/м). Колона складається з 200 м ОБТ-165 і 2000 м ТБВ-140. Верхня крива відповідає сумарній потужності, середня – потужності, що поширюється в колону, нижня – потужності, яка використовується на роботу проти дисипативних сил на вибої.

Для сили $F_{збр}(L, t)$ можна отримати подібний до (2.8) вираз:

$$F_{збр}(x, t) = \sum_{\nu=0}^{\infty} A_{\nu} H(x, \omega_{\nu}) e^{i\omega_{\nu} t} \quad (3.9)$$

Враховуючи (3.5) – (3.9), після нескладних перетворень можна отримати кінцеві вирази для потужностей:

$$N = \frac{1}{2} \sum_{\nu=0}^{\infty} |A_{\nu}|^2 \omega_{\nu} H^*(L, \omega_{\nu}),$$

$$N_{XB} = \frac{1}{2} \sum_{\nu=0}^{\infty} |A_{\nu}|^2 \omega_{\nu} G(L, \omega_{\nu}) H^*(L, \omega_{\nu}).$$

Залежність коливальної енергетики системи "бурильна колона – долото – вибій" від різних технологічних параметрів досліджувалась на підставі результатів розрахунків описаним способом.

Як показує аналіз отриманих результатів, залежність коливальної потужності, яка генерується при взаємодії долота з вибоєм, може бути використана як критерій при виборі оптимальних значень технологічних параметрів з метою інтенсифікації динамічних режимів роботи долота, оскільки максимуми потужності звичайно відповідають таким значенням відповідних параметрів, при яких інтенсивність коливань максимальна. Притому не можна стверджувати, що залежність потужності від інтенсивності коливань є монотонно зростаючою. В зв'язку з цим можна значно полегшити процес згаданого вибору оптимальних значень для випадків, коли залежність

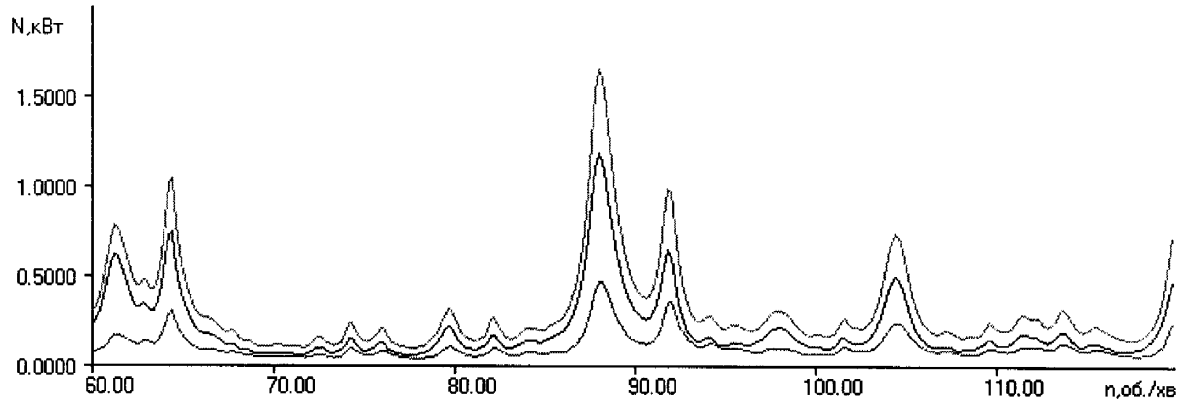


Рис.3.31. Залежність генерованої долотом коливальної потужності від частоти обертання колони. Всі початкові дані і відповідність графіків ті самі, що і для рис. 3.30, тільки між секціями бурильних труб і ОБТ встановлене шліцеве з'єднання.

інтенсивності коливань від відповідних параметрів є складною і малопередбачуваною.

У найбільшій мірі вищезгадане відноситься до таких технологічних параметрів, як частота обертання колони, довжини різних секцій труб у складі

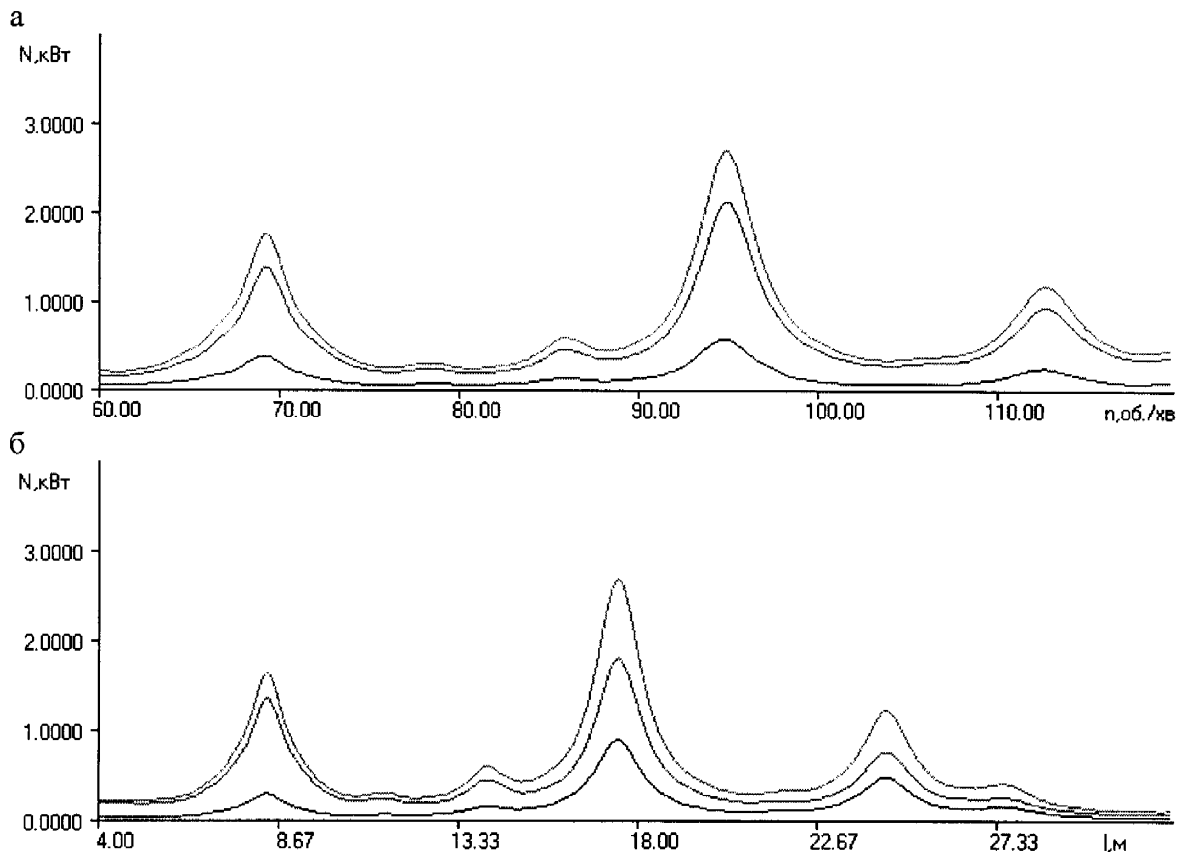


Рис. 3.32. Залежність коливальної потужності від частоти обертання (а) і довжини підамортизаторної секції колони (б). Долото – 215.9 МГАУ, компоновка та ж, що і для рис.3.33, тільки нижче секції ОБТ встановлений амортизатор, між амортизатором і долотом – невелика секція ОБТ-165. Верхньому рисунку відповідає довжина підамортизаторної секції 12 м, нижньому – частота обертання колони 80 об./хв. Параметри амортизатора: маси рухомих частин – 600 кг, жорсткість – 3500 кН. Криві на кожному з графіків відповідають: верхня – загальній потужності, середня – потужності, що затрачається на роботу проти дисипативних сил вибою, нижня – потужності, що поширюється в колону.

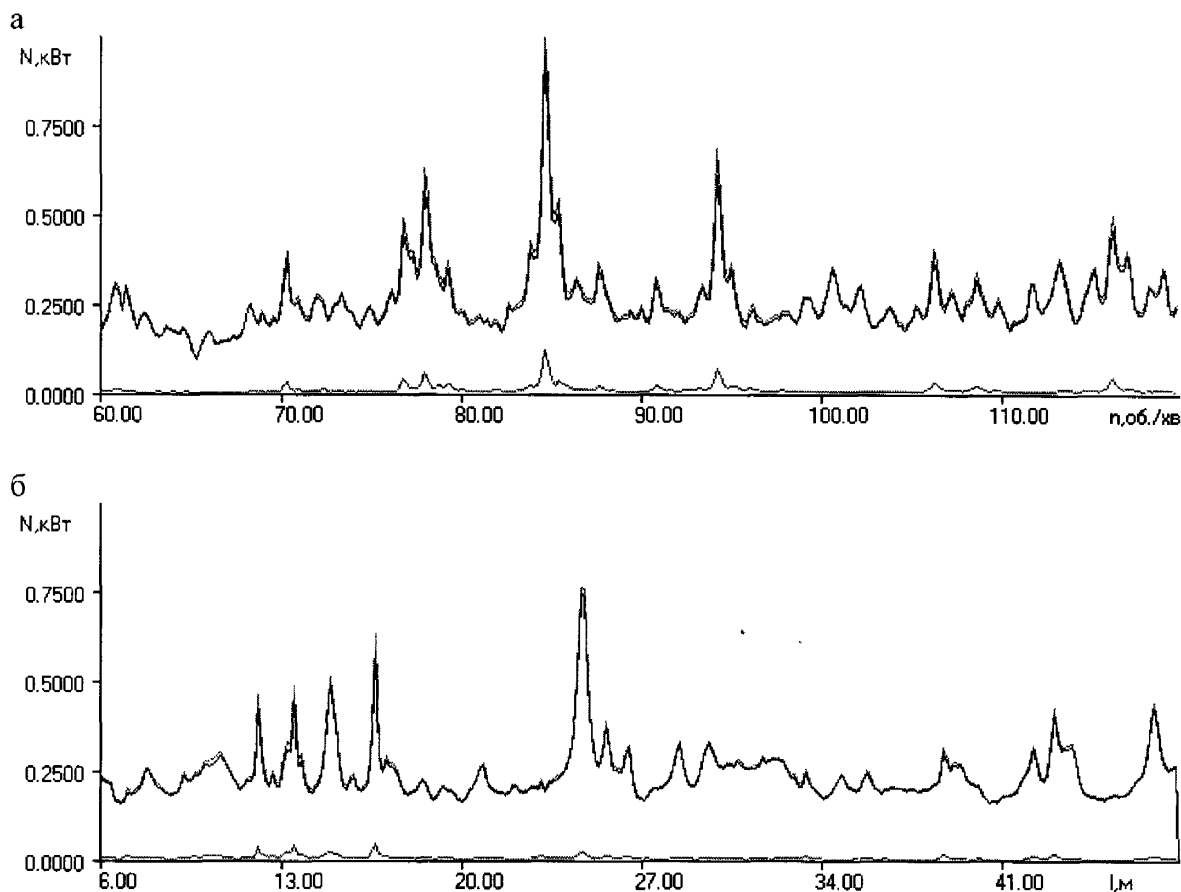


Рис. 3.33. Залежність коливальної потужності для компоновки з восьмиступеневим відбивачем від технологічних параметрів. Відбивач (а) являє собою встановлену між основною секцією ОБТ і долотом послідовність 14 – метрових секцій ОБТ – 165 і труб з масою погонного метра 100 кг, які чергуються (з долотом з’єднана секція ОБТ). Будова відбивача (б) аналогічна до (а), лише довжина всіх його секцій пропорційно змінюється. Частота обертання колони – 80 об./хв. Жорсткість вибою – 1000 МН/м. На обох графіках верхня і середня криві (практично співпадають) показують відповідно залежність від технологічних параметрів повної потужності і потужності, яка поширюється в колону; нижні криві відповідають потужності, що використовується на виконання роботи проти дисипативних сил на вибої.

бурильної колони (зокрема – секцій відбивача), а також довжини і маси підамортизаторної секції. Взагалі кажучи, всі ці параметри можна змінювати в певних межах і таким чином впливати на динамічний режим роботи долота. Тому відповідні залежності представляють інтерес.

На рис.3.30 показана залежність коливальної потужності від частоти обертання для найпростішої бурильної колони. З аналізу представлених кривих видно, що навіть у цьому випадку можлива деяка інтенсифікація динамічного режиму шляхом підбору частоти обертання (85...95 об./хв.).

Коливальна потужність зростає у разі встановлення між бурильними трубами і ОБТ шлицевого з’єднання, залежність її від частоти обертання стає більш нерівномірною, що дозволяє більш значну інтенсифікацію динамічних

режимів шляхом підбору частоти (рис.3.31). Цей результат поряд з наведеними у 3.2.2, вказує на ефективність шліцевого з'єднання у динамічному відношенні.

Значне зростання коливальної потужності спостерігається при встановленні в колоні амортизатора. Як видно з рис. 3.32, залежність коливальної потужності від технологічних параметрів для цього випадку дуже нерівномірна і допускає вибір довжини підамортизаторної частини колони чи частоти обертання з метою забезпечення інтенсивних динамічних режимів роботи долота. Для порівняння на рис. 3.33 наведені аналогічні характеристики для багатоступеневого відбивача. З рисунка видно, що залежність коливальної потужності від технологічних параметрів дуже нерівномірна, причому максимуми мають різкіший характер, ніж у випадку компоновки з амортизатором, що ускладнює дотримання оптимальних режимів. Це, можливо, пов'язано з різними режимами роботи відбивача (див. 3.2.2).

3.5. Інтегральні динамічні характеристики деяких КНБК

Для порівняння ефективності різних КНБК у відношенні інтенсифікації динамічних режимів роботи доліт зручно використовувати інтегральні характеристики. На думку автора, для цієї цілі добре підходять величини:

$$\zeta_u = \sqrt{\frac{\int_0^T (u_D(t))^2 dt}{\int_0^T (\tilde{u}(t))^2 dt}}, \quad \zeta_F = \sqrt{\frac{\int_0^T (F_D(t))^2 dt}{\int_0^T (\tilde{u}(t))^2 dt}}.$$

Перша з них виражає усереднений коефіцієнт підсилення компоновки по зміщенню долота, друга дає уявлення про її силову динамічну характеристику. Оскільки м'які породи схильні до деформацій і руйнування під впливом порівняно невеликих значень сили, то у цьому випадку краще характеризує компоновку величина ζ_u , у випадку твердих порід, які мало деформуються під впливом навіть великих сил, для цієї мети краще підходить характеристика ζ_F .

На табл. 3.3 наведені розраховані значення цих характеристик для різних КНБК і значень жорсткості вибою з переважаючими пружними властивостями. З аналізу таблиці видно, що найкращою у відношенні динаміки є компоновка з нижнім положенням амортизатора, коли між амортизатором і долотом встановлена невелика секція ОБТ. Проте слід зауважити, що ефективність даної компоновки різко спадає зі зростанням дисипативних властивостей вибою (3.3). Крім того, буріння з цією компоновкою може сприяти утворенню вибоїн. Ефективність інших розглядуваних КНБК при малих значеннях жорсткості вибою мала і зростає лише при збільшенні жорсткості.

Динамічні характеристики бурильної колони значно покращуються при встановленні між секціями бурильних труб і ОБТ шліцевого з'єднання. Восьмиступеневий відбивач, як видно з таблиці, є ефективним лише за умови значної жорсткості вибою. Динамічні характеристики його поліпшуються при встановленні над ним амортизатора.

Таблиця 3.3. Порівняння інтегральних динамічних характеристик різних компоновок для різних значень жорсткості системи “долото-вибій”

Жорсткість вибою, МН/м	Значення коефіцієнтів	КНБК									
		1 (проста)		2 (зі шліцевим з'єднанням)		3 (маятникова)		4 (восьмиступеневий відбивач)		5 (восьмиступеневий відбивач з амортиз.)	
		ζ_F	ζ_u	ζ_F	ζ_u	ζ_F	ζ_u	ζ_F	ζ_u	ζ_F	ζ_u
10	мінімум	9,7	0,22	10,3	0,22	19,6	1,78	9,73	0,22	15,3	1,14
	максимум	10,2	0,22	10,3	0,44	49,7	4,97	10,33	0,28	22,07	1,93
30	мінімум	27,2	0,37	34,3	0,58	61,1	1,76	31,7	0,51	53,2	1,68
	максимум	30,0	0,46	54,6	1,50	249,7	8,31	34,1	0,67	114,4	3,44
100	мінімум	90,1	0,63	162,6	1,56	617,8	6,28	92,5	0,87	143,8	1,46
	максимум	94,8	0,88	251,1	2,18	2867,6	28,78	126,3	1,11	740,7	7,70
300	мінімум	232,5	0,90	476,5	1,74	770,4	2,86	197,7	1,02	865,9	3,19
	максимум	318,3	1,31	1283,3	4,11	8865,7	29,32	355,2	1,34	3647,1	11,99
1000	мінімум	298,2	0,98	599,3	1,15	1074,5	1,60	220,3	0,98	1032,1	1,48
	максимум	492,5	1,00	2147,0	2,14	16988,9	16,83	666,2	1,15	8666,9	8,69
3000	мінімум	316,6	1,00	876,3	1,07	1805,5	1,23	842,9	1,03	1084,9	1,04
	максимум	644,6	1,00	2726,3	1,27	46346,0	15,51	1199,5	1,05	3576,6	1,50

Примітка. Подані в таблиці величини розраховані для таких компоновок:

1 – компоновка складається з 200 м ОБТ-165 і 2000 м ТВВ-140.

2 – компоновка подібна до 1, лише між бурильними трубами і ОБТ встановлене шліцеве з'єднання.

3 – компоновка подібна до 1, лише між ОБТ і долотом встановлений амортизатор (жорсткість – 3500 кН/м, маси верхньої і нижньої рухомих частин 600 кг.

4 – між аналогічною до 1 компоновкою і долотом встановлена послідовність 6 – метрових секцій (8) ОБТ-165 і труб масою погонного метра 100 кг, які взаємно чергуються (восьмиступеневий відбивач).

5 – аналогічна до 4, лише між ОБТ і відбивачем встановлений амортизатор.

3.6. Висновки до розділу 3

Вивчено динамічні характеристики доліт різних типорозмірів у відношенні збудження ними в колоні поздовжніх коливань, з'ясовано, що долота з фрезерованим озброєнням більш ефективні в цьому відношенні, ніж зубкові.

Досліджено роботу різних КНБК, призначених для інтенсифікації динамічних режимів відробки доліт. На основі результатів розрахунків показано, що в підсилювальних компоновках, робота яких ґрунтується на відбиванні хвиль, утворюються стоячі хвилі, причому на секцію труб припадає чверть хвилі з цілим числом півхвиль. Запропоновано метод розрахунку багатоступеневих відбивачів з заданими частотними властивостями. Показано, що запропоновані раніше [21] одноступеневі відбивачі неефективні при роторному способі буріння.

Вивчено вплив дисипативних властивостей вибою на роботу КНБК і встановлено, що найбільш ефективними при збільшенні демпфування є відбивачі. Уточнено сфери раціонального застосування багатоступеневих відбивачів, компоновок з амортизатором, компоновок зі шліцевим з'єднанням; встановлено, що компоновки з амортизатором вигідно використовувати при бурінні м'яких та середніх порід, при бурінні середніх та твердих – компоновки з відбивачами; показано, що найбільш універсальною є КНБК, у якій між амортизатором і долотом встановлена коротка секція (менше 10 м) ОБТ. Виявлено, що для амортизатора в залежності від жорсткості вибою та параметрів труб, між якими він встановлений, існують значення жорсткості, вище яких він стає неефективним. Зокрема, для жорсткості вибою 40 МН/м жорсткість амортизатора повинна бути не більше 15 МН/м. Отримані результати допомагають обґрунтовано вибирати тип компоновки, параметри амортизатора, місце його встановлення і деякі режимні параметри в

залежності від умов буріння і бажаного динамічного режиму бурильної колони.

Досліджено деякі аспекти утворення і поглиблення вибоїн при бурінні тришарошковими долотами. Встановлено, що наявність вибоїн призводить до інтенсивних низькочастотних поздовжніх коливань колони, що можуть бути небезпечними для бурильного інструменту. Обґрунтовано методи зменшення інтенсивності обумовлених вибоїнами коливань, зокрема – встановлення віброзахисних пристроїв. На основі отриманих діаграм вибоїнонебезпечних зон у координатах “жорсткість вибою – частота обертання” показано, що для певних компоновок існують діапазони частот обертання, при яких вибоїни не утворюються, а вже існуючі – руйнуються, що може бути використано для запобігання утворенню низькочастотних коливань в колоні. Для компоновок з амортизаторами ці частоти знаходяться поза межами технологічно допустимих для роторного буріння. Щоб визначити ці частоти для конкретної компоновки, потрібен додатковий розрахунок.

Вивчено енергетичні характеристики різних КНБК, вплив на них технологічних і режимних параметрів. Для компоновок, що призначені для інтенсифікації динамічних режимів, дослідження енергетичних характеристик допомагає підібрати оптимальні значення вказаних параметрів.

Розраховано інтегральні динамічні характеристики для різних компоновок. Встановлено, що найкращою у відношенні інтенсифікації динамічних режимів є КНБК з амортизатором.

РОЗДІЛ 4.

ПРОГРАМНА РЕАЛІЗАЦІЯ І ПРОМИСЛОВЕ ВПРОВАДЖЕННЯ
ОДЕРЖАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ4.1. Методичні підстави прийняття раціональних рішень
з відробки тришарошкових доліт

Прийняття рішень з відробки доліт значно спрощується за умов наявності промислових даних про відробку доліт різних типів у подібних умовах. Особливо зручно, коли дані є у цифровій формі і легко піддаються комп'ютерній обробці. Бажано, щоб структура бази даних включала типорозміри доліт, показники їх відробки, місце і час відробки, основні параметри режиму буріння, дані про КНБК, а також геологічні дані про свердловину (стратиграфічний розріз). Зрозуміло, що чим потужнішою буде база даних, тим достовірнішими будуть висновки, зроблені на основі її аналізу. Подібні бази даних є в БУ “Укрбургаз” (без даних про геологію і КНБК) і запроваджуються на бурових підприємствах ВАТ “Укрнафта”.

Процес прийняття рішень із відробки доліт включає кілька етапів, зокрема вибір раціонального типу долота для буріння в умовах, що склалися, а також вибір режимних параметрів. Спочатку слід вибрати чисельний критерій, на підставі аналізу якого можна приймати рішення. Запропоновано різні критерії такого роду, з яких найчастіше використовують вартість метра проходки з урахуванням залежних від часу затрат (1.2). Зрозуміло, що раціональними будуть рішення, прийняті з умови оптимальності вибраного критерію відробки доліт.

Наступним кроком є побудова вибірок даних для різних типів доліт, що стосуються умов буріння, подібних до наявних. Для кожного з елементів цих вибірок слід розрахувати значення обраного критерію, який надалі можна аналізувати як випадкову величину. Зрозуміло, що раціональними треба вважати ті рішення, для яких середні значення критерію будуть

мінімальними (чи максимальними, залежно від обраного критерію). Проте різниця між середніми значеннями може бути не суттєвою, а лише обумовленою випадковим характером досліджуваної величини. Для розв'язання цього питання слід провести додатковий статистичний аналіз вибірок.

Методи статистичної обробки даних відомі, вони добре описані, зокрема, у [44,49]. Якщо випадкова величина підпорядкована нормальному розподілу, то для порівняння середніх можна користуватись таким параметричним критерієм

$$t = \frac{\bar{x} - \bar{y}}{\sqrt{\frac{(n_x - 1)s_x^2 + (n_y - 1)s_y^2}{n_x + n_y - 2}}} \sqrt{\frac{n_x n_y}{n_x + n_y}}, \quad (4.1)$$

де $\bar{x} = \frac{1}{n_x} \sum_{i=1}^{n_x} x_i$, $\bar{y} = \frac{1}{n_y} \sum_{i=1}^{n_y} y_i$ - вибіркові середні;

$$s_x^2 = \frac{1}{n_x - 1} \sum_{i=1}^{n_x} (x_i - \bar{x})^2, \quad s_y^2 = \frac{1}{n_y - 1} \sum_{i=1}^{n_y} (y_i - \bar{y})^2 \text{ - вибіркові дисперсії;}$$

n_x, n_y - об'єми вибірок. Для перевірки гіпотези про рівність середніх спочатку задаються рівнем значущості α (звичайно його беруть рівним 0.05). Тоді за допомогою статистичних таблиць визначають критичне значення $t_{m, 1 - \frac{\alpha}{2}}$, де

$m = n_x + n_y - 2$ - кількість ступенів вільності. Якщо розраховане за формулою (4.1) значення t більше за критичне, то різницю середніх можна вважати суттєвою, в противнім випадку її слід приписати випадковостям відбору.

Проте формулою (4.1) можна користуватися лише тоді, коли приймається гіпотеза про рівність дисперсій $H_0: s_x^2 = s_y^2$. Її перевіряють за критерієм

$$t = \frac{S_x^2}{S_y^2} \quad (4.2)$$

Критичні значення цього критерію $F_{m_x, m_y, 1-\frac{\alpha}{2}}$ знаходять у таблиці квантилів F-розподілу; $m_x = n_x - 1$, $m_y = n_y - 1$ -ступені вільності. У разі $t < F_{m_x, m_y, 1-\frac{\alpha}{2}}$ дисперсії можна вважати рівними і перевіряти гіпотезу про рівність середніх за критерієм (4.1). У протилежнім випадку для перевірки цієї гіпотези користуються критерієм

$$t = \frac{\bar{x} - \bar{y}}{\sqrt{\frac{S_x^2}{n_x} + \frac{S_y^2}{n_y}}} \quad (4.3)$$

перевірка у цьому випадку повністю аналогічна до такої у випадку рівних дисперсій, тільки як кількість ступенів вільності береться найбільше ціле число m , що не перевищує

$$m_{\max} = \frac{(n_x - 1)(n_y - 1) \left(\frac{S_x^2}{n_x} + \frac{S_y^2}{n_y} \right)^2}{(n_y - 1) \left(\frac{S_x^2}{n_x} \right)^2 + (n_x - 1) \left(\frac{S_y^2}{n_y} \right)^2}$$

Існують також критерії, застосування яких для перевірки статистичних гіпотез не ґрунтується на знанні закону розподілу випадкової величини (так звані непараметричні критерії). Їх перевага – універсальність (можливість застосування для будь-яких виборок), але вони мають і недолік – значно меншу чутливість, ніж параметричні. Непараметричні критерії, в свою чергу, можна поділити на кілька типів, які ми коротко розглянемо.

1. Критерій положення. Гіпотеза про рівність середніх відхиляється з критерієм значущості 0.05, якщо при рівних об'ємах вибірок спостерігається одне з наступних положень:

а) щонайменше 5 найбільших чи найменших вибірових значень при $n < 25$ або 6 значень при $n > 25$ містить одна і та ж вибірка;

б) щонайменше 7 значень одної вибірки з більшим розмахом лежать поза межами розмаху іншої вибірки.

2. Критерій медіани. Розмістимо дані двох виборок в один впорядкований ряд. Знайдемо медіану для об'єднаного ряду \bar{X}_{Me} . Визначимо число спостережень у кожній вибірці зі значеннями ознаки меншими чи більшими, ніж \bar{X}_{Me} . Позначимо ці частоти m_{11} , m_{12} для першої вибірки і m_{21} , m_{22} - для другої. Відповідні теоретичні частоти m'_{ij} можуть бути визначені з умови співпадання медіан першої та другої виборок:

$$m'_{11} = m'_{12} = 0.5n_1, \quad m'_{21} = m'_{22} = 0.5n_2.$$

Тепер перевірка гіпотези може бути зведена до оцінки розходження теоретичних та дослідних частот за допомогою χ^2 -критерію, який зводиться до наступного:

$$\chi^2 = \frac{(m_{11} - m'_{11})^2}{m'_{11}} + \frac{(m_{12} - m'_{12})^2}{m'_{12}} + \frac{(m_{21} - m'_{21})^2}{m'_{21}} + \frac{(m_{22} - m'_{22})^2}{m'_{22}}. \quad (4.4)$$

При визначенні з таблиць критичного значення $\chi^2_{m;1-\alpha}$ слід брати кількість степенів вільності m , рівну 1. Наприклад, для $\alpha = 0.05$ $\chi^2_{m;1-\alpha} = 3.84$.

Процедура статистичного аналізу спрощується, якщо на буровому підприємстві ведеться комп'ютерний облік результатів і умов відробки доліт, для цього досить створити програму [70]. Вибір раціональних типів доліт і режимних параметрів часто ускладнюється браком інформації про буримість порід у даних інтервалах та її недостовірністю.

Для вибору раціональних параметрів режиму буріння вигідно застосовувати кореляційний або регресійний аналіз вибірок промислових даних. Кореляційний аналіз дозволяє висловлювати загальні судження про те, чи залежить значення критерію від деякого параметру, а також з'ясувати загальні тенденції такої залежності. За допомогою регресійного

аналізу зручно ідентифікувати математичні моделі поглиблення свердловини та інші емпіричні залежності.

Процедура створення вибірок для регресійного аналізу подібна до описаної вище. Далі слід побудувати рівняння регресії, яке виражало б залежність досліджуваного критерію від параметрів режиму буріння та ідентифікувати його на основі створених вибірок.

Найпростіше побудувати рівняння регресії у лінійній формі:

$$y = \sum_{i=0}^n a_i \varphi_i(\vec{x}),$$

де $\vec{x} = (x_1, \dots, x_q)$ - параметри (у нашому випадку – параметри режиму буріння), залежність величини (критерію відробки) y від яких вивчається, φ_i – базисні функції, a_i - коефіцієнти, що підлягають ідентифікації. Вибір базисних функцій визначається прийнятим апріорі аналітичним виразом залежності критерія від режимних параметрів. Якщо така залежність невідома, то звичайно базисні функції вибирають у вигляді

$$\varphi_i = \prod_{j=0}^q x_j^{p_{ij}},$$

де p_{ij} – деякі цілі невід'ємні числа. Для випадку залежності критерію K від частоти обертання долота ω і навантаження на долото G рівняння регресії буде мати такий вигляд:

$$K = a_0 + a_1 G + a_2 \omega + a_3 G \omega + a_4 G^2 + a_5 \omega^2 + \dots$$

Це представлення зумовлене тим, що більшість неперервних функцій в обмеженій області їх змінних можуть бути подані у вигляді ряду Тейлора в околі деякої точки.

Для ідентифікації коефіцієнтів a_i на основі вибірки промислових даних досить розв'язати систему лінійних рівнянь [44]

$$\sum_{i=0}^n a_i \sum_{j=1}^m \varphi_i(\vec{x}_j) \varphi_k(\vec{x}_j) = \sum_{j=1}^m \varphi_k(\vec{x}_j) y_j, \quad k = 0..n.$$

Оптимальні режимні параметри G^* та ω^* можна знайти з розв'язку задачі

$$\begin{cases} K(G, \omega) \rightarrow \min, \\ G - [G] \leq 0, \\ \omega - [\omega] \leq 0, \end{cases}$$

де $[G]$ та $[\omega]$ - максимально допустимі значення навантаження на долото та частоти обертання.

Використання регресійного аналізу дозволяє обґрунтувати вибір оптимальних режимних параметрів і поза межами області їх зміни у вибірці спостережень (з урахуванням незначної екстраполяції рівняння регресії). Це є перевагою регресійного аналізу перед іншими методами визначення G^* та ω^* .

4.2. Програми для статистичного аналізу і вибору раціональних рішень з відробки тришарошкових доліт

На основі описаних в [23,70] методів створений пакет програм для статистичного аналізу промислових даних про відробку доліт на площах БУ "Укрбургаз".

Пакет дозволяє формувати вибірки з промислових даних і порівнювати середні значення показників роботи для цих вибірок на підставі статистичних методів. При здійсненні порівняння користувачеві повідомляється, чи різниця між середніми значеннями показників роботи є суттєвою, чи вона обумовлена випадковостями вибору. Результати порівняння допомагають приймати раціональні рішення з вибору типів доліт та режимних параметрів для буріння в заданих умовах.

Для формування вибірки промислових даних користувач повинен спочатку створити вибірку свердловин, а також вибірку типорозмірів доліт. Для кожної свердловини можна задати певний діапазон глибин (з метою вибору за геологічними даними промислових результатів для аналогічних

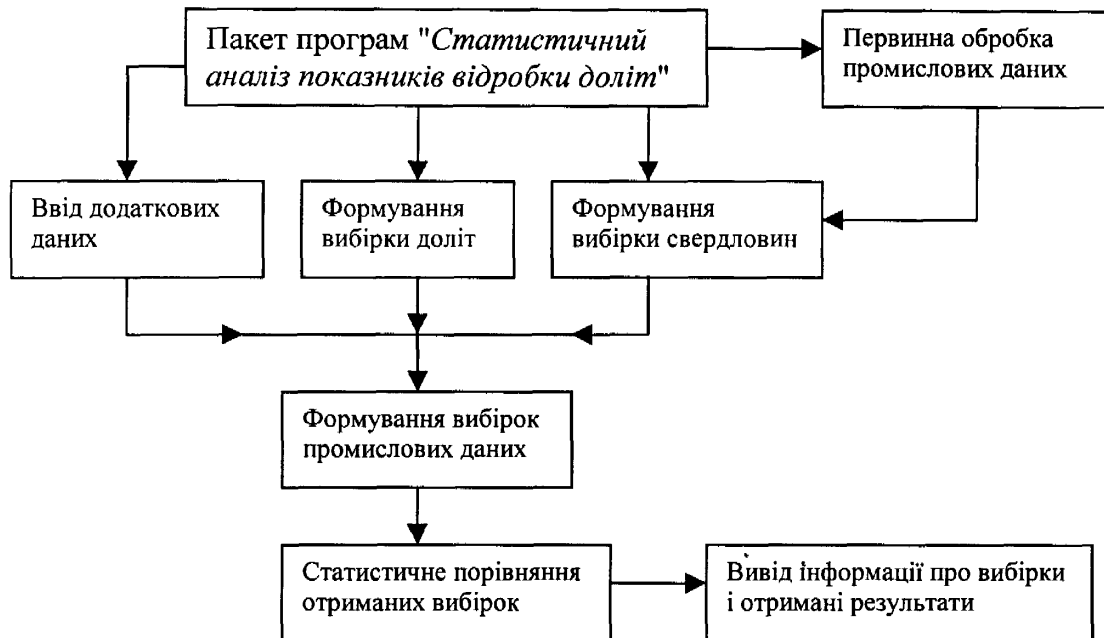


Рис. 4.1. Структурна схема програми для статистичного аналізу промислових даних про відробку доліт на площах БУ "Укрбургаз"

порід), навантажень на долото та частот його обертання. Для кожного долота можна задати його вартість в гривнях, рублях чи доларах США. Після остаточного формування вказаних вибірок можна на їх основі сформувати вибірку промислових даних для статистичного аналізу. Програма дозволяє за бажанням користувача відкидати з утвореної вибірки дані, що різко виділяються.

Порівняння здійснюється за наступними показниками роботи: проходка на долото, час роботи долота на вибої, механічна швидкість проходки, рейсова швидкість буріння та вартість буріння метра свердловини. Для коректного розрахунку останніх показників необхідно ввести вартість доліт вибірок, вартість години роботи бурової установки та час спуско – підймальних і допоміжних операцій. При порівнянні використовуються вмонтовані статистичні таблиці.

Результати роботи програми можуть виводитись у вигляді таблиць у файли текстового формату.

Програма жорстко прив'язана до формату файлів бази даних, що створена і використовується в БУ "Укрбургаз" і призначена для роботи в даному підприємстві (встановлена і використовується в технологічному відділі).

Програма потребує для роботи середовища Windows 3.11 чи операційної системи Windows 95 або вище і має стандартний віконний інтерфейс.

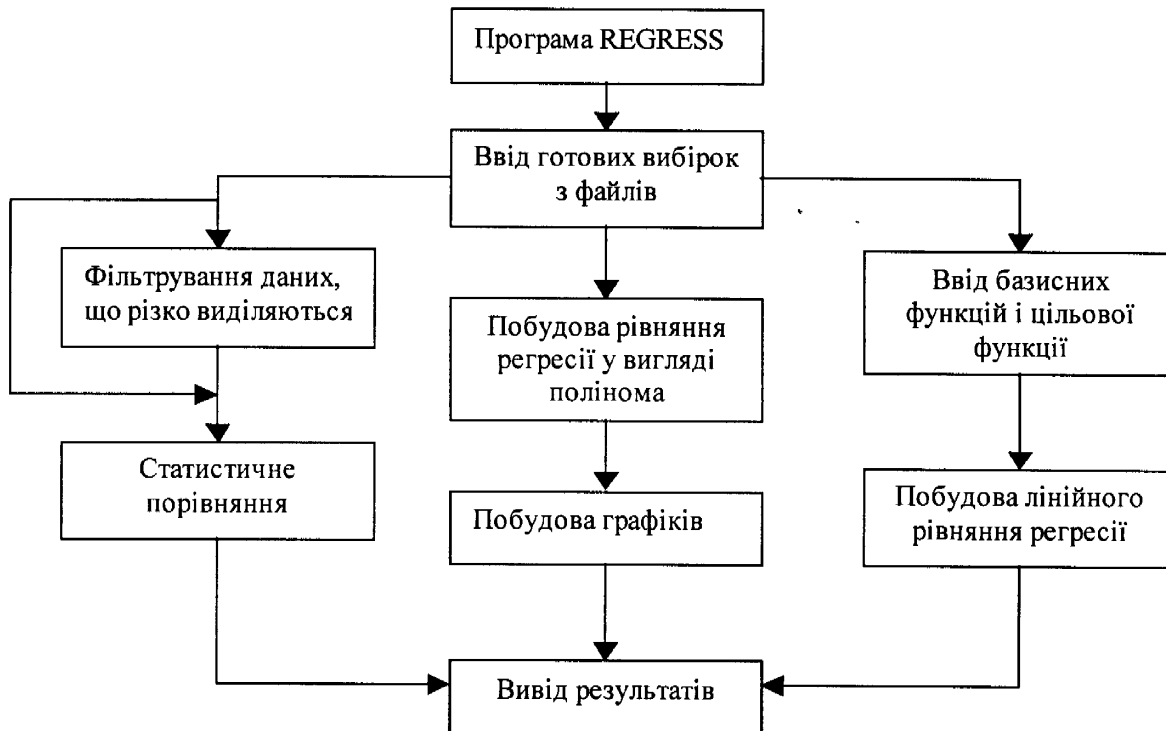


Рис. 4.2. Структура програми для статистичного порівняння і регресійного аналізу вибірок промислових даних про результати відробки доліт.

Автором створена також програма для статистичного аналізу показників роботи доліт, яка є одним зі структурних компонентів у складі пакета програм для роботи з базами даних АТ "Укрнафта".

Програма працює з готовими вибірками даних, виконує їх статистичне порівняння і дозволяє проводити регресійний аналіз вибірок з метою відтворення залежності показників роботи від основних режимних параметрів. Вона містить вмонтований транслятор формул і дозволяє будувати лінійні рівняння регресії на будь-яких базисних функціях, які можуть бути виражені аналітично. Це дає можливість, наприклад,

ідентифікувати різні математичні моделі поглиблення свердловини на основі промислових даних, що допоможе приймати оптимальні рішення з технології відробки доліт.

Програма жорстко прив'язана до формату файлів вибірок, які створюються іншими програмами пакету і може працювати лише як його структурна частина. Вона призначена для роботи під керуванням Windows 95 чи вище і має зручний віконний інтерфейс.

4.3. Пакет програм для дослідження впливу технологічних факторів на поздовжні коливання в бурильній колоні

Основним результатом реалізації описаної у розділі 2 методики розрахунку поздовжніх коливань у бурильній колоні є розроблений автором пакет програм для вивчення впливу параметрів режиму буріння, долота, компоновки бурильної колони, властивостей вибою та інших факторів на динамічні характеристики коливальної системи “бурильна колона – долото - вибій”. Згаданий пакет був також основним інструментом описаних у третьому розділі досліджень. За допомогою програмного забезпечення, що входить до його складу, можна досліджувати вплив згаданих вище факторів на такі характеристики поздовжніх коливань у бурильній колоні:

залежність від часу сили і зміщення на долоті та в колоні на довільній вибраній користувачем глибині;

спектри зміщення та сили на долоті і на довільній глибині;

АЧХ зміщення і сили в колоні на будь-якій глибині та на долоті;

реакцію колони на одиничний поштовх долота (залежність зміщення і сили від часу);

залежність сили в колоні та зсуву її по фазі відносно вибоїн від частоти обертання долота при бурінні нерівномірного вибою;

діаграму зон, небезпечних щодо утворення і зростання вибоїн у координатах “жорсткість вибою – частота обертання долота”.

Крім вказаних характеристик, пакет дозволяє вивчати вертикальні зміщення тришарошкових доліт при взаємодії з абсолютно твердим вибоєм, їх інтегральні характеристики – середній квадрат зміщення та середній квадрат швидкості, віднесений до квадрату частоти обертання долота. Можна також шляхом випадкового підбору досліджувати вплив взаємного положення зубців у різних вінцях на шарошці на згадані характеристики з метою оптимізації геометрії озброєння долота.

Для забезпечення роботи програми користувачем повинна бути введена наступна інформація:

частота обертання долота;

навантаження на долото;

жорсткість, демпфування та висота нерівностей на вибої;

узагальнена жорсткість та демпфування талевої системи;

дані про компоновку бурильної колони: кількість секцій бурильних труб, їх взаємне розміщення і характеристики (площа перерізу, маса погонного метра, матеріал), типорозмір вибраного долота, амортизаторів та їх положення в колоні;

параметри геометричної конфігурації озброєння долота обраного типорозміру;

характеристики амортизаторів обраних типів;

параметри чисельних методів, що використовуються під час розрахунків (вводить тільки компетентний користувач);

допоміжна інформація (діапазони різних величин, кроки, масштаби графіків та ін.).

Із метою полегшення роботи з програмою користувач може створювати та редагувати бази даних вбудованого формату, в яких міститься інформація про характеристики доліт, матеріалів та амортизаторів.

Графічна інформація виводиться у файли формату .BMP, текстова – у текстові файли формату MS-DOS.

Програма створена для роботи під керуванням операційної системи Windows 95 і має зручний інтерфейс користувача.

Всі подані в розділі 3 графіки, а також таблиця 3.1 є результатами роботи даної програми. Вона може бути корисною при розробці нових типів доліт з метою оцінки динамічних характеристик їх озброєння. На підставі аналізу розрахунків за допомогою вказаної програми знайдено нові технічні рішення щодо КНБК, спрямовані на збільшення динамічного впливу на породу при її руйнуванні тришарошковими долотами. Два з них відзначено патентами України [59, 60].

4.4. Принципи вибору раціональної технології відробки тришарошкових доліт

Вибір оптимальної технології відробки шарошкових доліт – складне й обширне завдання, яке виходить за межі даної праці. Ми обмежимося лише вибором типів доліт і режимних параметрів з метою забезпечення оптимальних динамічних режимів їх роботи.

Як згадувалося, система “бурильна колона - долото – вибій” у динамічному відношенні складна і досить непередбачувана, тому побудова якогось простого алгоритму для вибору типу долота і режиму буріння з позицій інтенсифікації динамічних режимів навряд чи можлива. Кожен конкретний випадок для цього потребує окремого невеликого дослідження за допомогою описаної в підрозділі 4.3 програми і наявності хоча б наближеної інформації про пружно-демпфуючі властивості розбурюваних порід, а також даних про параметри долота, амортизатора (якщо він встановлений) і компоновку бурильної колони.

В загальному можна зауважити лише таке: при розбурюванні м'яких і середніх порід з переважаючими пружними властивостями ефективним є застосування компоновок з нижнім положенням амортизатора (під амортизатором знаходиться лише долото або долото і ОБТ довжиною до 10

м). У випадку значних демпфуючих властивостей вибою за умови буріння м'яких порід застосування пристроїв для пасивної інтенсифікації динамічних режимів неефективне.

При бурінні твердих і міцних порід можна застосовувати як компоновки з нижнім положенням амортизатора (між долотом і амортизатором при цьому повинна знаходитися ОБТ незначної довжини), так і багатоступеневі відбивачі (наприклад, скласти секцію ОБТ з невеликих відрізків труб з дещо різною масою погонного метра, які б чергувалися). Як вже згадувалося, у випадку твердих порід динамічний режим долота більш стабільний. Тому раціональною є інтенсифікація динамічних режимів роботи доліт при бурінні твердих і міцних порід.

Для вибору раціональних у динамічному відношенні режимів буріння роторним способом рекомендується наступна послідовність дій.

1. Вибрати один або декілька наявних типорозмірів доліт, що є придатними для буріння у заданих умовах.

2. Визначити параметри режиму буріння, що є прийнятними для буріння в даних умовах. Визначити діапазони допустимої зміни частоти обертання ротора.

3. Вибрати одну або декілька компоновок, які вважаються за різними показниками (безпека відносно прихватів та інших аварій, стабільність стовбура свердловини відносно викривлення та ін.) допустимими або раціональними для буріння в умовах, що мають місце. При бурінні м'яких та середніх порід слід вибирати компоновки з амортизаторами.

4. Визначити параметри компоновки, які можна плавно або дискретно змінювати і допустимі діапазони їх зміни на підставі наявних засобів.

5. Ввести отримані дані в програму.

6. Варіювати змінні параметри і розраховувати за допомогою програми для різних їх значень залежність сили на долоті й у верхніх секціях колони від часу. З аналізу отриманих графіків вибрати ті компоновки і відповідні їм режими буріння, які характеризуються якомога більшою амплітудою і

частотою коливань сили на долоті і якомога меншою (в усякому випадку безпечною для бурильних труб) амплітудою коливань сили у верхніх секціях колони. Вибір плавно змінних параметрів (наприклад, частоти обертання) можна значно полегшити, дослідивши залежність генерації коливальної енергії від значень цих параметрів за допомогою згаданої програми. Інтенсивні динамічні режими здебільшого відповідають максимумам на графіку цієї залежності.

7. Із вибраних компонок і відповідних їм режимів вибрати таку, яка найкраще задовольняє користувача за іншими важливими показниками.

8. Бурити з вибраною компоункою, строго дотримуючись оптимального значення частоти обертання долота. При переході в потужні пласти порід з іншими властивостями, при значному видовженні колони внаслідок поглиблення свердловини чи при потребі суттєво змінити КНБК всі вищевказані дії повторити.

Слід зауважити, що вхідні дані доцільно уточнювати в міру накопичення досвіду з використання цих рекомендацій. Якщо є можливість, при цьому бажано враховувати результати статистичного аналізу промислових даних.

До забезпечення раціонального динамічного режиму слід віднести також запобігання утворенню вибоїн і зменшення породжених ними низькочастотних коливань. З цією метою потрібно ввести в програму дані про компоунку і властивості вибою, побудувати діаграму небезпечних щодо утворення вибоїн зон і вибрати частоту обертання ротора за межами вказаних зон. Зменшення впливу низькочастотних коливань, що виникли внаслідок наявності вибоїн, можна досягти встановленням у колону амортизатора. Місце його встановлення з цією метою не має суттєвого значення.

4.5. Впровадження розробок у виробництво

Пакети програм для статистичного аналізу промислових даних та вибору раціональних рішень із відробки доліт передані і використовуються в БУ “Укрбургаз” та ВАТ “Укрнафта” (додатки А,Б).

Із метою підвищення показників роботи доліт на Яблунівському ГКР були розроблені рекомендації з вибору раціональних типів доліт та деяких параметрів режиму буріння (частоти обертання ротора і навантаження на долото). При розробці рекомендацій використано дані про результати роботи тришарошкових доліт на свердловинах №№ 52, 77, 78, 79, 93, 109, 112, 113, 115, 116, 203, 212, 300, 401 Яблунівського ГКР. При формуванні вибірок вважалося, що буримість порід у межах кожного з стратиграфічних підрозділів QNP, K₂, K₁, J₃, J₂, T_{гл}, T_{пк}, T_п, P₂, P₁, C₃, C_{2m}, C_{2b}, C_{1s}, C_{1v} та C_{1t} однакова. Вибірки формувалися за допомогою переданої в БУ “Укрбургаз” програми для статистичного аналізу даних про результати роботи доліт. Регресійний аналіз здійснювався за допомогою окремо написаної програми. Інформація про вартість доліт та години експлуатації бурових установок надана працівниками технологічного відділу БУ “Укрбургаз” та

Таблиця 4.1. Рекомендовані режимні параметри для деяких типорозмірів доліт при розбурюванні порід деяких стратиграфічних підрозділів

Стратиграфічний підрозділ	Типорозмір долота	N, дол.	Фактичні режимні параметри		Рекомендовані режимні параметри		Q, л/с	Вартість 1 м проходки, грн/м	
			G, кН	w, об/хв	G, кН	w, об/хв		середня	прогноз на
T _{гл}	295.3 МСГВ	14	170-220	60-95	180	90	28-32	259	169
P ₂	295.3 МСГВ	13	160-200	70-100	180	90	30-35	319	253
	295.3 СГНУ	12	150-200	60-80	200	70	32-35	569	245
J ₃	393.7 МЦГВ	11	50-160	70-100	140	70	35-40	425	318
C _{2m}	295.3 МСГВ	16	170-220	70-120	220	120	30-35	594	493
	295.3 СГНУ	24	170-200	70-100	200	70	34-35	652	400
C _{1v}	295.3 СЗГВ	19	160-200	80-110	200	100	32-35	1161	825
	215.9 СГВ	32	130-210	70-110	200	110	25-27	891	539
	295.3 СГНУ	17	170-220	50-90	220	50	30-32	1534	1027
	295.3 СГВ	13	180-210	50-100	180	100	30-32	1187	788

економічного відділу Хрестищенського ВБР. Рівняння регресії будувалося у вигляді

$$B = a_0 + a_1G + a_2\omega + a_3G^2 + a_4\omega^2 + a_5G\omega,$$

де B - вартість метра проходки, G - навантаження на долото, ω - частота обертання ротора. Коефіцієнти a_i ідентифікувалися на основі результатів регресійного аналізу вибірок.

У таблиці 4.1 наведені значення режимних параметрів, визнані оптимальними на підставі результатів регресійного аналізу, для доліт деяких типорозмірів при розбурюванні відкладів різних стратиграфічних підрозділів. У зв'язку з обмеженою кількістю даних регресійний аналіз для доліт інших типорозмірів виконати не вдалося (до уваги бралися вибірки кількістю доліт не менше 11). Для порівняння у кожному випадку наведена розрахована на підставі фактичних даних і прогнозна (для наведених оптимальних режимних параметрів) вартість метра проходки.

Вибір економічно доцільних типорозмірів доліт здійснено на основі статистичного порівняння вартості метра проходки, розрахованого для доліт різних типорозмірів, зі середньою вартістю метра проходки для всіх типів доліт, що відроблялися у межах даного стратиграфічного підрозділу.

Таблиця 4.2. Коефіцієнти рівняння регресії вартості 1 м проходки при розбурюванні порід різних стратиграфічних підрозділів Яблунівського ГКР долотами деяких типорозмірів

Стратиграфічний підрозділ	Типорозмір долота	Кількість доліт	Коефіцієнти рівняння регресії					
			a_0	a_1	a_2	a_3	$a_4, \times 0.01$	a_5
Тгл	295.3 МСГВ	14	1142	1.70	0.152	-1.81	-0.0311	-0.144
Р2	295.3 МСГВ	13	736	2.75	0.747	0.79	-0.487	-0.382
	295.3 СГНУ	12	27645	2169	-114	42.1	-140	1.02
Ј3	393.7 МЦГВ	11	1524	4.60	-0.579	-11.6	29.9	0.576
С2m	295.3 МСГВ	16	2435	21.4	0.944	-2.64	-5.09	-0.646
	295.3 СГНУ	24	-2746	2.40	168.7	-4.74	-15.6	0.502
С1v	295.3 СЗГВ	19	2268	65.5	-5.41	6.16	23.7	-3.61
	215.9 СГВ	32	303	-3.98	56.32	9.20	4.10	-4.53
	295.3 СГНУ	17	10667	-1285	-43.11	35.0	62.5	3.22
	295.3 СГВ	13	1968	95.5	3.64	-0.944	-4.65	-1.04

Таблиця 4.3. Економічно доцільні типорозміри доліт для розбурювання порід деяких стратиграфічних підрозділів

Стратиграфічний підрозділ	Рекомендований типорозмір долота	Кількість доліт	Вартість 1 м проходки	Середня вартість 1 м проходки по всіх долотах
QNP	393.7 МЦГВ	2	69	293
	295.3 МСГВ	6	162	
K2	295.3 МСГВ	6	134	170
	393.7 МЦГВ	3	165	
K1	295.3 МСГВ	3	200	211
J3	295.3 МГВ R-187	4	198	316
	295.3 МСГВ	8	206	
J2	295.3 МГВ R-187	2	276	435
	295.3 МСГВ	5	326	
Тгл	295.3 МСГВ	14	259	475
	295.3 СГВ	10	168	
Тп	295.3 СГВ	6	176	379
P2	295.3 МСГВ	13	319	713
	215.9 МСГНУ	2	215	
P1	295.3 СГВ	5	284	598
С3	295.3 МСГВ	4	250	393
	295.3 СГНУ	5	387	
С2m	295.3 МСГВ	16	394	654
	215.9 СГВ	3	293	
С2b	295.3 МСГВ	9	449	1022
	215.9 СГВ	8	577	
С1v	215.9 СГВ	32	891	1603
	215.9 СЗГАУ	6	851	
	215.9 СГВ R-162	4	550	

Результати порівняння для рекомендованих типорозмірів наведені в табл. 4.3.

Очікуваний середній економічний ефект від впровадження в перерахунку на одну свердловину (для стратиграфічних підрозділів, дані по яких можна вважати найбільш надійними) становить 630 000 грн.

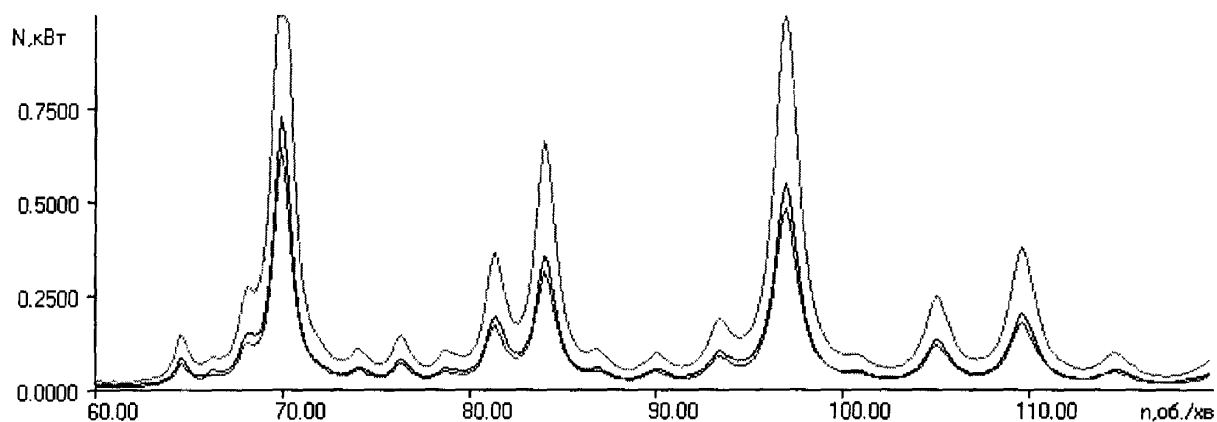


Рис. 4.4. Залежність коливальної потужності від частоти обертання ротора для компоновки з нижнім положенням амортизатора (НАБ-240).

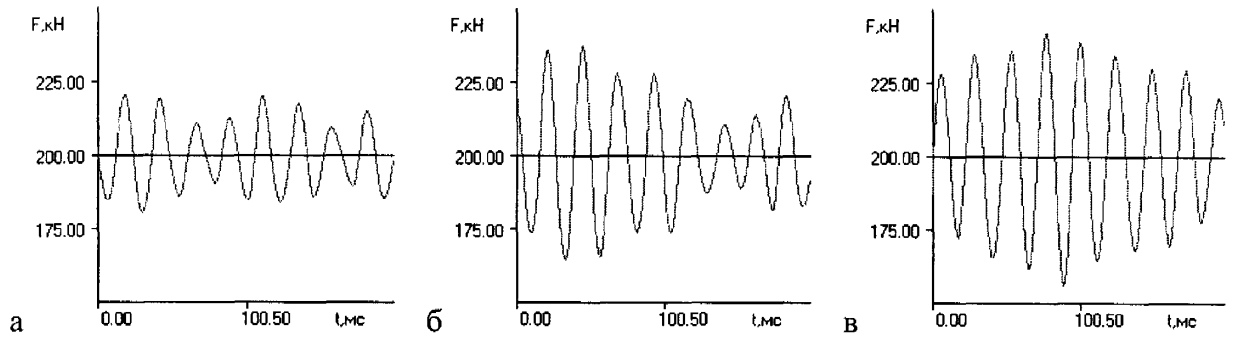


Рис. 4.5. Коливання сили на долоті при застосуванні компоновки з нижнім положенням амортизатора: а – долото 295.3 СГНУR-58, б – 295.3 МСГВ, в – 295.3 МСГАУR-116.

Один із запропонованих методів інтенсифікації динамічних режимів роботи доліт використовувався при бурінні свердловини №61 Скоробагатьківського ГКР. Оскільки розбурювалися пласти м'яких і середніх порід, було запропоновано використовувати компоновку з нижнім положенням амортизатора (тип амортизатора – НАБ-240). Тип долота і частота обертання ротора вибиралися з міркувань інтенсифікації динамічного режиму роботи. Вибір частоти обертання здійснювався за результатами аналізу залежності коливальної потужності від частоти (рис. 4.4). Видно, що

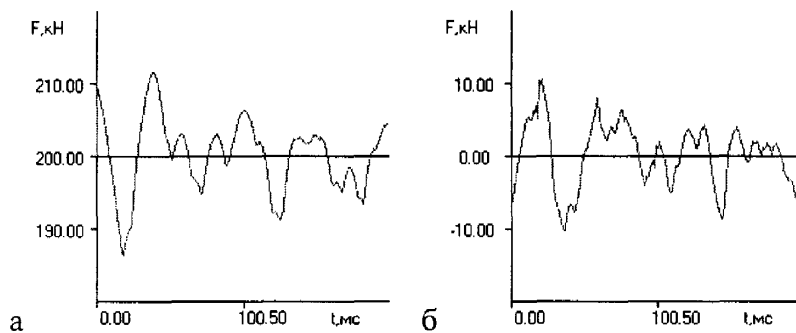


Рис.4.6. Коливання сили на долоті (а) і в верхніх секціях колони (б) для компоновки без амортизатора.

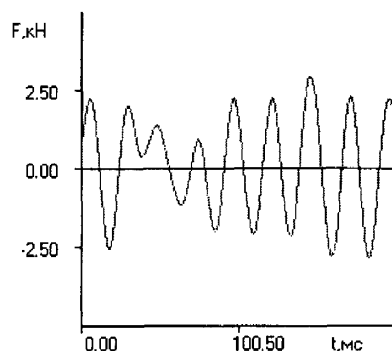


Рис.4.7. Коливання сили у верхніх секціях колони при застосуванні амортизатора

максимумами потужності відповідають частотам обертання 70 і 97 об/хв. Вибрана частота – 70 об/хв. Для цієї частоти обертання розраховані коливання зміщення на долоті для наявних

типів доліт, що підходять для буріння в даних умовах (рис. 4.5). Як видно з рис.4.5, долото перебуває в режимі інтенсивних квазігармонічних коливань з періодом близько 20 мс (спостерігається маятниковий ефект). З точки зору динамічних режимів раціональним є застосування доліт 295.3 МС-ГАУ R-116.

Таблиця 4.5. Режимні параметри та КНБК при бурінні свердловин Скоробагатьківського ГКР

Свердловини	Параметри режиму буріння			Густина бурового розч., кг/м ³	КНБК
	G, кН	w, об/хв	Q, л/с		
55	160	60-80	30	1190-1220	295.3 МСГВ, ОБТ-203-104м, ТБПК-127
56	160-200	50-80	40-45	1170-1190	295.3 МСГАУ R-116, КЛС-295, ОБТ-203-120м, ТБПК-127
57	120-150	70-90	40-45	1140-1220	295.3 МСГВ, КЛС-295, ОБТ-203-8м, КЛС-295, ОБТ-203-88м, ТБПК-127
58	140	70	27-30	1200-1220	295.3 МСГВ, КЛС-295, ОБТ-203-104м, ТБПК-127
59	100-180	70-90	25-40	1160-1200	295.3 СГНУ R-58, ОБТ-203-112м, ТБПК-127
61	160-180	70	32-35	1160-1340	295.3 МСГАУ R-116, НАБ-240, ОБТ-203-120м, ТБПК-127

Для порівняння з метою обґрунтувати використання амортизатора в даних умовах розраховані коливання сили на долоті і в верхніх секціях колони для компоновки без амортизатора (рис. 4.6). Результати розрахунків підтверджують, що застосування амортизатора є виправданим, оскільки сприяє значному росту інтенсивності коливань сили на долоті і зменшує інтенсивність коливань сили у верхніх секціях колони (майже в 4 рази).

На підставі результатів розрахунків при бурінні на глибинах 1000 – 2000 м було прийнято рішення про використання КНБК з нижнім положенням амортизатора і долота 295.3 МСГАУ R-116 та буріння з

Таблиця 4.6. Показники відробки доліт при бурінні свердловин Скоробагатьківського ГКР.

Типорозмір долота	Проходка на долото		Тривалість роботи		Механічна швидкість	
	Св. №61	Інші*	Св. №61	Інші*	Св. №61	Інші*
295.3 МСГВ	114.5	71.6	21.9	32.5	5.19	2.27
295.3 МСГАУ R116	145.7	33.0	61.0	60.2	2.33	0.79
295.3 СГНУ R58	42.8	31.0	32.3	65.3	2.28	0.49

*Примітка. Маються на увазі свердловини №№ 55,56,57,58,59 в аналогічних геолого – технологічних умовах.

частотою обертання ротора близько 70 об./хв. Показники роботи доліт різних типів у вказаному діапазоні глибин подані в табл. 4.6.

З аналізу даних табл. 4.6 видно, що застосування амортизатора для порівнюваних випадків сприяло значному росту механічної швидкості і проходки на долото, при цьому в певних випадках зменшуючи строк служби долота. Останній факт свідчить на користь припущення, що збільшення механічної швидкості проходки відбувалося зокрема і за рахунок інтенсифікації динамічних режимів роботи доліт (хоча не виключений і випадковий вплив інших технологічних і природних факторів).

4.6. Висновки до розділу 4

Розроблені пакети програм для вибору раціональних рішень з технології відробки доліт на основі статистичного аналізу промислових даних. Програми дозволяють вибирати раціональні типи доліт, режимні параметри (частоту обертання і навантаження на долото), а також ідентифікувати деякі з відомих математичних моделей поглиблення свердловин.

Розроблений програмний пакет для розрахунку поздовжніх коливань у бурильній колоні при бурінні тришарошковими долотами роторним способом. Пакет дає можливість вибирати типи доліт, КНБК, технологічні і режимні параметри з метою інтенсифікації динамічних режимів роботи доліт і зменшення ризику утворення вибоїн.

Запропоновані практичні рекомендації з інтенсифікації динамічних режимів роботи доліт шляхом вибору типів доліт, КНБК, режимних і технологічних параметрів.

Розроблені програми і практичні рекомендації передані у БУ “Укрбургаз” та АТ “Укрнафта” і впроваджені у виробництво.

Висновки з розглядуваної моделі узгоджуються з випробуваннями, проведеними на св. №61 Скоробагатьківського ГКР. При застосуванні запропонованої компоновки і дотриманні вказаних значень частоти

обертання ротора і осьового навантаження проходка на долото і механічна швидкість суттєво зросли, а час роботи долота на вибої зменшився порівняно з іншими свердловинами цього ж родовища, що може бути пояснено наявністю інтенсивних поздовжніх коливань у нижніх секціях колони.

ВИСНОВКИ

У дисертації по-новому вирішена наукова проблема моделювання поздовжніх коливань у бурильній колоні, що виникають внаслідок взаємодії долота з вибоєм при бурінні тришарошковими долотами та вибір типу долота і значень режимних параметрів на основі статистичного аналізу показників роботи доліт та результатів моделювання динамічних процесів.

Найважливіші результати дисертаційної роботи

1. Наведені результати статистичного аналізу показників роботи тришарошкових доліт при роторному бурінні на площах БУ “Укрбургаз” за 1992-2000 роки.

Аналіз показує, що за даний період також спостерігається тенденція витіснення вітчизняних доліт деяких типорозмірів аналогічними імпортними. Це є одним із суттєвих чинників, які сприяють зростанню середніх показників проходки та стійкості доліт.

2. Удосконалена математична модель поздовжніх коливань в бурильній колоні при роторному бурінні тришарошковими долотами, яка більш адекватно враховує взаємодію долота з вибоєм свердловини. Особливістю і основною відмінністю даної моделі від запропонованих раніше є те, що всі характеристики коливань у її рамках отримуються при розрахунку, а не задаються як наперед відомі (наприклад, зміщення долота чи сила на ньому як у більшості моделей, запропонованих раніше).

Побудовані наближені аналітичні вирази для коефіцієнтів відбивання, пропускання та поглинання поздовжніх хвиль елементами бурильної колони. Одержані формули для оцінки генерації коливальної енергії при взаємодії долота з вибоєм та уточнені умови ефективної генерації коливань. Встановлено, що залежність коефіцієнта поглинання коливальної енергії амортизатором від коефіцієнта демпфування амортизатора при певних його значеннях характеризується максимумом. Зокрема, для амортизатора НАБ-240, встановленого між секціями ОБТ-203, максимум (з коефіцієнтом

поглинання, близьким до 0.5) відповідає значенням коефіцієнта демпфування 300-500 кН*с/м.

У залежності від умов і режимно-технологічних параметрів буріння досліджені динамічні характеристики КНБК (гладких, з відбивачем, з амортизатором, зі шліцевим з'єднанням). Виявлено, зокрема, що ефективність відбивачів зростає при збільшенні жорсткості системи “долото-вибій” і їх доцільно застосовувати при значеннях жорсткості не менше 100 МН/м. Вищою є ефективність багатоступеневих відбивачів, причому вона зростає зі збільшенням частоти обертання. При значеннях жорсткості “долото-вибій”, менших за 100 МН/м, ефективно застосування компонок з амортизатором. Встановлено виникнення у відбивачі режиму стоячих хвиль, причому на довжину його секції припадає чверть хвилі з цілим числом півхвиль. На підставі цього запропоновано вибір довжин секцій відбивача з заданими частотними характеристиками.

Встановлення між ОБТ та бурильними трубами шліцевого з'єднання підвищує інтенсивність коливань сили на долоті приблизно у два рази, причому підсилення спостерігається як для твердих, так і для м'яких порід.

3. В рамках запропонованої моделі досліджені деякі аспекти утворення і поглиблення вибоїн та вплив їх на динамічний режим бурильної колони. Зокрема підтверджено, що наявність вибоїн спричиняє інтенсивні низькочастотні коливання (частоти близько 2...6 Гц) бурильної колони по всій її довжині.

Вперше отримані діаграми вибоїнонебезпечних зон у координатах “жорсткість вибою - частота обертання”. На основі аналізу цих діаграм показано, що існують такі частоти обертання бурильної колони, при яких вибоїни є нестійкими. Обґрунтовані шляхи зменшення шкідливого впливу вибоїн на роботу бурильного інструменту (вибір частоти обертання, типу КНБК та ін.).

4. Розроблена методика статистичного аналізу результатів відробки доліт з метою прийняття раціональних рішень з їх відробки. Побудовані алгоритми і

пакет програм для вибору раціональних типів тришарошкових доліт та режимних параметрів (осьового навантаження і частоти обертання).

Пакет програм включений у бази даних з відробки доліт БУ “Укрбургаз” і ВАТ “Укрнафта”.

5. Розроблені алгоритми і побудована комп’ютерна програма для моделювання динамічних характеристик системи “бурильна колона – долото - вибій”. На підставі аналізу результатів моделювання поздовжніх коливань запропоновані принципи вибору технологічних рішень з інтенсифікації динамічних режимів відробки доліт шляхом підбору параметрів КНБК та режиму буріння.

Запропонована методика інтенсифікації динамічних режимів роботи тришарошкових доліт апробована при бурінні св.№61 Скоробагатьківського ГКР з позитивними результатами.

Розроблені і передані для впровадження в БУ “Укрбургаз” практичні рекомендації з вибору раціональних типів доліт, частоти обертання та навантаження на долото при розбурюванні порід різних стратиграфічних підрозділів Яблунівського ГКР. Очікуваний середній економічний ефект від впровадження на одну свердловину за найбільш надійними даними становить 630 тис. гривень.

Список використаних джерел

1. Анализ показателей отработки трёхшарошечных долот на площадях бурового управления Укрбургаз / И.И. Рыбчич, М.А. Мыслюк, Ю.М. Василюк, Р.И. Стефурак // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2002.- №1.- С. 16-18.
2. Афанасьев А.А. Математическая модель процесса бурения для оптимизации параметров его режима. - Бурение. - РНТС ВНИИОЭНГ. – 1983.- №1.- С. 3-5.
3. Бадалов Р.А. Кривая изменения механической скорости проходки и её аналитическое выражение // Изв. вузов. Нефть и газ. - 1958. - №1. - С.51-55.
4. Богданов Н.Ф., Кузнецов Н.А. К вопросу об аналитическом представлении зависимости механической скорости бурения от осевой нагрузки на долото // Изв. вузов. Нефть и газ. - 1989. - №3. - С. 69-72.
5. Бражников В.А., Лыков С.И. Математические модели показателей процесса бурения. // Стр.-во нефт. и газ. скважин на суше и на море: ЭИ ВНИИОЭНГ. - 1990. -№8. - С. 32-36.
6. Бражников Л.А., Лыков С.И. Математические модели показателей процесса бурения. // Стр.-во нефт. и газ. скважин на суше и на море: ЭИ ВНИИОЭНГ. - 1990. - №8. - С. 32-36.
7. Бревдо Г.Д. Проектирование режимов бурения. - М.: Недра, 1988. - 200с.
8. Бревдо Г.Д., Гериш К. Разработка математической модели для определения оптимального сочетания осевой нагрузки и скорости вращения долота. // В обз. инф.: Оптимизация параметров режима бурения. - Сер.: Бурение. - ВНИИОЭНГ, 1980.- С.7-19.
9. Бугрин В.А., Ярусов А.Г. Регрессионная модель зависимости механической скорости бурения от осевой нагрузки на долото и числа его оборотов. - РНТС ВНИИОЭНГ. Сер. “Автоматизация и телемеханизация нефтяной промышленности”.- 1975.- №11.

- 10.Василюк Ю.М. До оцінки впливу деяких технологічних параметрів на динамічні процеси в бурильній колоні // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ / Державний міжвідомчий науково-технічний збірник. – №38. – Том 2. – Івано-Франківськ, 2001. – с. 35-41.
- 11.Векерик В.И. Совершенствование технологии углубления скважин изменением динамики работы бурильного инструмента.// Автореферат диссертации на соискание учёной степени докт. техн. наук. – Уфимский нефтяной институт.- Уфа,1991.- 48 с.
- 12.Векерик В.И., Мойсишин В.М. Аналитическое исследование колебаний бурильной колонны при включении в её компоновку амортизаторов // Ивано-Франк. ин.-т нефти и газа. - Ивано-Франковск, 1987. - 7с.
- 13.Векерик В.И., Молдавцев С.А., Пицык Р.Л. Математическая модель взаимодействия элементов вооружения с упругим забоем. // Ивано-Франк. ин.-т нефти и газа. - Ивано-Франковск, 1989. - 18с.
- 14.Векерик В.И., Молдавцев С.А., Пицык Р.Л. Математическая модель колебаний сечений бурильной колонны с упруго-вязкими связями // Ивано-Франк. ин.-т нефти и газа. - Ивано-Франковск, 1988. - 11с.
- 15.Векерик В.И., Ненашев С.В., Мойсишин В.М. Моделирование работы бурильной колонны при работе долота и расширителя шарошечного типа на упруго-вязком забое. // Ив.-Франк. ин.-т нефти и газа. - Ив.-Франковск, 1989. - 27с.
- 16.Влияние параметров режима бурения на стойкость опор шарошечных долот / А.И.Волобуев, М.Н.Слепко, А.П.Сельващук и др. // Нефтегазовая геология, геофизика и бурение: НТИС.- 1984. - №2. - С.30-33.
- 17.Гераськин В.Г. Вывод адекватной зависимости, отображающей процесс углубления скважины // Теория и практ. крепления скважин. - Краснодар, 1989. - С. 24-31.
- 18.Гнибидин В.Н., Ткаченко В.И. Некоторые проблемы математического моделирования технологических процессов бурения скважин. Гнибидин В.Н., Ткаченко В.И. // Тр. 10 науч.-техн. конф. фак. мат. знаний

- Куйбышев. политехн. ин-та. Куйбышев, 22-25 мая, 1985. Ч.2. - Куйбышев. политех. ин-т. - Куйбышев, 1987.- С.197-203.
- 19.Григулецкий В.Г. Оптимальное управление при бурении скважин. - М.: Недра, 1988.- 229с.
- 20.Грицай Т.Л. Влияние различных факторов на коммерческую скорость бурения. // Соверш. технол. бурения нефт. и газ. скважин в Вост. Сибири и Якутии. - Новосибирск, 1985. - С.27-35.
- 21.Долговечность шарошечных долот / Н.А. Жидовцев, В.Я. Кершенбаум, Э.С.Гинзбург и др. - М.:Недра,1992. - 266с.
- 22.Зиненко В.П. Новый критерий для установления параметров режима бурения // Изв. вуз. Геология и разведка. - 1988. - №8. - С.128-130.
- 23.Иванников В.И. Динамика бурильной колонны в скважине // Науч.-техн. достижения и передовой опыт, рекомендуемые для внедрения в нефтяной промышленности.: ИС ВНИИОЭНГ. - 1991. - №5. -С. 14-21.
- 24.Использование статистической информации для выбора рациональных типов шарошечных долот и режимов их отработки./ М.А. Мыслюк, Ю.М. Василюк, И.И. Рыбчич, Р.И. Стефурак // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2000.- №8-9.- С. 6-8.
- 25.К вопросу оптимизации процесса бурения шарошечными долотами. / Панасюк В.В., Андрейкив А.Е., Чернец М.В., Янив П.П. // Физ.-хим.-мех.-матер. - Львов, 1989. – 30 с.
- 26.Калужный Б.С. Аналитическая модель выбора оптимальных режимов бурения скважин // Вестн. Львов. политехн. ин-та. - 1989. -№234. -С.35-37.
- 27.Каменских С.В., Осипов П.Ф. Моделирование процесса износа вооружения шарошечных долот. // Сб. науч. тр. Ухт. индустр. ин-т. - 1996. - №2. - С. 127-129.
- 28.Каплан А.Л. Моделирование скоростей бурения // Науч.-произв. достиж. нефт. пром-сти. Техн. и технол. стр.-ва скважин на суше и на море. - НТИС ВНИИОЭНГ. - 1989. - №12. - С. 18-20.

29. Козловский Е.А., Гаффиятулин Р.Х. Автоматизация процесса геолого-разведочного бурения. – М.:Недра, 1977. – 215 с.
30. Колесников Н.А. Влияние дифференциального угнетающего давления на разрушение горных пород. // ВНИИОЭНГ. Нефт. пром. Сер. Бурение. Обз. инф.- Вып.5.- М., 1986. - 43 с.
31. Колесников Н.А. Процессы разрушения горных пород и пути ускорения бурения. - М., 1985. - 40 с. - (ВНИИОЭНГ. Нефт. пром. Сер. Бурение. Обз. инф. Вып. 5 (88)).
32. Колесников Н.А., Шарипов А.У. Гидромеханические способы повышения технико-экономических показателей бурения. М.: ВНИИОЭНГ, 1989. - 50 с. - (Нефт. пром. Сер. Строит. скважин: Обз. инф. Вып. 13/ ВНИИОЭНГ).
33. Копылов В.Е., Гуреев И.Л. Акустическая система связи с забоем скважины при бурении.–М.:Недра, 1979. –184 с.
34. Копылов В.Е. Динамика бурильной колонны в трудах академика Л.С. Лейбензона// Изв.вузов. Нефть и газ.- 1979.- №6.- С.63-66
35. Критерии правомерностей моделей разрушения / С.Г.Агаев, Мамедов, Татлиев, С. Ахундова // Изв. вузов. Горн. ж. - 1993. - №1. - С. 18-21.
36. Левицкий А.З. Аналитическая модель буримости. // Использование данных геолого-технологического. контроля для оптимизации бурения. - М., 1987. - №5. - С.14-17. - (Обз. инф. / ВНИИОЭНГ. Сер. Бурение).
37. Левицкий А.З. К разработке классификации уровней информационного обеспечения управления технологическими процессами в бурении. // Фундаментальные проблемы нефти и газа . – том №3.- М., 1996. – С. 112 – 120.
38. Мыслюк М.А., Стефурак Р.И. О критериях оптимизации режимов бурения // Нефтяная и газовая промышленность. - 1988. - №2. - С. 25-26.
39. Математическая модель углубления скважин в теригенных отложениях / Бабаян Р.Л., Гельфгат Я.А., Гянджунцев П.А., Финкельштейн Г.И. // Нефт. х-во.- 1987.- №6.- С. 14-17.

40. Маятниковые и жёсткие компоновки нижней части бурильной колонны. / В.М.Беляев, А.Г.Калинин, А.Ф.Фёдоров и др. // Нефтяное хозяйство .– 1977.-№3.- С.12 –14.
41. Мирзаджанзаде А.Х., Керимов З.Г., Копейкис М.Г. Теория колебаний в нефтепромысловом деле. – Баку : Маариф. – 1976. –364 с.
42. Мирзаджанзаде А.Х., Ширинзаде С.А. Повышение эффективности и качества бурения глубоких скважин. – М.:Недра, 1986. – 278 с.
43. Мислюк М.А., Василюк Ю.М., Рибчич І.Й. До оцінювання динамічних процесів в бурильній колоні. // Нафтова і газова промисловість.-2000.- №6.-С. 16 - 18.
44. Мислюк М.А., Зарубін Ю.О. Моделювання явищ і процесів у нафтогазопромисловій справі. – Івано-Франківськ:Екор,1999. – 494 с.
45. Мислюк М.А., Рибчич І.Й., Яремійчук Р.С. Буріння свердловин: Довідник: У 5т./ Т.2.:Промивання свердловин. Відробка доліт. – К.:Інтерпрес ЛТД, 2002. –303 с.
46. Мойсишин В.М. Основи механіки бурильної колони при поглибленні свердловин роторним способом: Автореферат дис.докт.техн.наук – Івано-Франківськ, 1996. – 48с.
47. Молдавцев С.А., Векерик В.И. Дифференциальные уравнения движения шарошечного долота при углублении забоя / Ивано-Франк. инст. нефти и газа. - Ив.-Франковск, 1991. – 28 с.
48. Мочернюк Д.Ю. Дослідження взаємозв'язку між жорсткістю колони бурильних труб і механічною швидкістю буріння свердловин. // Нафтова і газова промисловість.-2001.-№1.-С. 15-19.
49. Мюллер П., Нойман П., Шторм Р. Таблицы по математической статистике.– М.: Финансы и статистика, 1982.– 272 с.
50. Нежилський А.Б. Вплив компоновки бурильної колони на показники буріння // Нафт. і газ. промисловість. - 1993. - №2. - С. 22-23.

51. Нестерова Т.Н., Дудников В.И. Метод оптимизации нагрузки на долото // Тр. / Башк. гос. н.-и. и проект. инс.-т нефт. пром.-сти. - 1990, №20. - С. 143-147.
52. Новіков В.Д. Підвищення ефективності буріння свердловин роторним способом із застосуванням багатоопорних КНБК: Дисертація на здобуття наукового ступеню кандидата технічних наук. - Івано-Франківський державний технічний університет нафти і газу. – Івано-Франківськ, 1997. – 137 с.
53. О моделировании динамических процессов в нижней части бурильной колонны. / М.А. Мыслюк, Ю.М. Василюк, И.И. Рыбчич, Р.И. Стефурак // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2000.- №10.- С. 6-10.
54. Об одной причине образования ухабов на забое в процессе бурения скважин трёхшарошечными долотами / М.А. Мыслюк, Ю.М. Василюк, И.И. Рыбчич, Р.И. Стефурак // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2002.- №1.- С. 30-33.
55. Огородников П.И. Взаимосвязь динамической модели бурильной колонны и модели углубления скважины. // Ивано-Франк. ин.-т нефти и газа. - Ивано-Франковск, 1988. - 16с.
56. Огородников П.И., Вронский И.Ю., Лев О.М. Некоторые вопросы динамики низа бурильной колонны // Разведка и разработка нефтяных и газовых месторождений. Вып.15. Львов: Вища школа, 1978.- С.75-79.
57. Огородников П.И. Імітаційна модель заглиблення вибою свердловини // Нафт. і газ. пром-сть. - 1992. - №2. - С. 25-27.
58. Оскотский Л.М., Богданов Н.Х. Промысловая проверка методики определения коэффициентов базовых зависимостей математической модели процесса бурения. - Тр. Башнипинефть. Нефтепромысловое дело. - Уфа, 1977.- вып. 50.- С. 21-23.

59. Патент України 38717 А . Бурильна колона. / Мислюк М.А., Василюк Ю.М., Стефурак Р.І., Рибчич І.Й. – Позитивне рішення по заявці № 2000095125; заявл. 01.09.2000.
60. Патент України 38718 А . Бурильна колона. / Мислюк М.А., Василюк Ю.М., Стефурак Р.І., Рибчич І.Й. – Позитивне рішення по заявці № 2000095125; заявл. 01.09.2000.
61. Пейсиков Ю.В. Показатели качества и надёжности буровых долот и автоматизация бурения на основе ГИС и ГТИ. // Нефт. х-во.- №5/6.- 1995.- С. 16-19.
62. Питерский В.М. Оптимальное управление процессом алмазного бурения // Сер.: Техника и технология геологоразведочных работ, организация производства.-М.: ВИЭМС, 1980. – С. 31-34.
63. Погарский А.А., Чефранов К.А. Комплексная математическая модель углубления скважины. // Тр. ВНИИ буровой техники.- 1982.- вып.54. - С. 32-43.
64. Погарский А.А., Чефранов К.А., Шишкин О.П. Оптимизация процессов глубокого бурения. - М.: Недра, 1981. – 296 с.
65. Про інтенсифікацію динамічних режимів роботи шарошкових доліт. / М.А. Мислюк, Ю.М. Василюк, І.Й. Рибчич, Р.І. Стефурак // Матеріали 6-ої міжнародної наук.-практ. конференції “Нафта і газ України - 2000”. – Івано-Франківськ, 2000.- С. 20 – 23.
66. Рабиа Х. Технология бурения нефтяных скважин. – М.: Недра, 1989. – 413 с.
67. Работа бурильной колонны в скважине / Б.З.Султанов, Е.И.Ишемгузин, Н.Х.Шиммяков, В.Н.Сорокин. – М.: Недра, 1973. – 216с.
68. Расулов Р.А. К вопросу повышения работоспособности долот при бурении глубоких скважин // Теор. и практ. основы проектир. констр. нефтепром. оборуд.- Баку, 1987. - С.12-14.
69. Рибчич І.Й. Удосконалення технології відробки шарошкових доліт при роторному способі буріння: Дисертація на здобуття наукового ступеню

- кандидата технічних наук. - Івано-Франківський державний технічний університет нафти і газу. – Івано-Франківськ, 1994. – 100 с.
- 70.Рибчич І.Й., Мислюк М.А., Василюк Ю.М. Аналіз показників відробки тришарошкових доліт. // Нафтова і газова промисловість.-1999.-№3.-С. 18 - 22.
- 71.Санников Р.Х., Золотарев Л.Н. О моделировании упругой устойчивости низа бурильной колонны. // Сб.: Технология бурения нефтяных и газовых скважин. - Уфа, 1983.- С. 121-129.
- 72.Свалов А.М. Теория моделирования процессов взаимодействия бурового раствора с забоем скважины при бурении. // Науч.-тех. достижения и передовой опыт, рекомендуемые для внедрения в нефт. пром.-сти.: ИС ВНИИОЭНГ. - 1990. - №11. - С. 13-19.
- 73.Семенцов Г.Н. Математичне моделювання процесу буріння // Нафт. і газ. пром-сть. - 1992. - №2. - С. 22-24.
- 74.Семенцов Г.Н., Горбийчук М.И., Телышева Т.А. Идентификация параметров математической модели процесса углубления скважины // Изв. вузов. Нефть и газ. - 1989. - №9. - С. 79-83.
- 75.Середа Н.Г., Соловьёв Е.М. Бурение нефтяных и газовых скважин. - М.: Недра, 1988. – 359 с.
- 76.Симонов В.В., Выскребцов В.Г. Работа шарошечных долот и их совершенствование. - М.:Недра, 1975. – 240 с.
- 77.Симонов В.В., Юнин Е.К. Влияние колебательных процессов на работу бурильного инструмента.- М.: Недра, 1977. – 215 с.
- 78.Симонянц С.Л. Определение рациональных частот вращения шарошечных долот. // Нефт. х-во. - М.: Недра, 1989. - №6.
- 79.Ситников Н.Б. Дрейф характеристики механической скорости бурения //Изв. вузов. Горн. ж. - 1993. - №7. - С. 78-82.
- 80.Ситников Н.Б., Макаров Л.В. Математическая модель бескернового бурения скважин // Изв. вузов. Горн. ж. - 1992. - №3. - С.27-35.

81. Ситников Н.Б., Макаров Л.В. Математические модели процесса бурения глубоких геолого-разведочных скважин. // Изв. вузов. Горн. журн. - 1992. - №1. - С.62-68.
82. Соболевский В.В., Нуждин А.С. Изменение механической скорости с глубиной при бурении долотами разных типов // Стр.-во глубоких разведочных скважин в Зап. Сибири. - Тюмень, 1989. - С. 88-91.
83. Справочник по механическим и абразивным свойствам горных пород нефтяных и газовых месторождений. / М.Г.Абрамсон, Б.В.Байдюк, В.С. Зарецкий и др. – М.:Недра, 1984.- 207 с.
84. Старосельский Л.А. Математические модели стержней, описывающие устойчивость и колебания бурильной колонны. // Тр. ВНИИ буровой техники. – 1981.- вып.52.- С. 12-27.
85. Стеглянов Б.Л., Колугарь А.Г. Пути реализации методики решения задач повышения эффективности работы бурового долота на основе использования детерминированной модели. - В кн.: Теория и практика сооружения эксплуатационных газовых скважин.- М., ВНИИГаз. – 1983. - С. 57-63.
86. Стояновский Л.П. Определение эффективного времени бурения для различных долот//Нефтяная и газовая промышленность.- 1989.-№2.- С.25-26.
87. Стрекалова Р.В., Тябин М.В., Эйгелес Р.М. К использованию моделирования процесса бурения для анализа взаимосвязи между эффективностью работы долота и динамикой колонны. // Тр. ВНИИ буровой техники. – 1981.- вып.52. - С. 28-35.
88. Сударевская О.П., Мухин Б.М. Обработка промысловых данных с помощью балансовой математической модели углубления скважин. // Технол. стр.-ва скважин в сложных условиях Прикаспийского региона / Ин-т геол. и разраб. горюч. ископаемых, Волгогр. гос. н.-и. и проект. ин-т нефт. и газ. пром-сти. М., 1990. - С.21-27.

- 89.Сударевская О.П., Мухин Б.М. Основные принципы построения математических моделей для анализа процесса углубления скважины // Стр-во нефтяных и газовых скважин: Тезисы докладов на Краев. науч.-техн. конф. мол. ученых и спец., 23-27 окт., 1989. - Краснодар, 1989.- С. 15.
- 90.Сударевская О.П., Мухин Б.М. Учёт влияния шламового слоя при моделировании процесса углубления скважин // Тез. докл. на всес. науч.-техн. конф. мол. учён. и спец. / Всес. НТО работн. нефт. и газ. пром-сти. - Волгоград, 1990. - С. 35.
- 91.Ткаченко В.И. Колебания, связанные с импульсным контактом долота с породой // Соверш. технол. разработ. и обустройства нефт. месторожд. / Гос. ин-т по проект. и исслед. работам в нефтяной промышленности "Гипровостокнефть". - Куйбышев, 1991. - С. 154-158.
- 92.Фараджев Т.Г., Агаев С.Г. Исследование динамики взаимодействия породоразр. инструмента с горными породами при глубоком бурении. // Изв. вузов. Нефть и газ. - 1971. - №6.
- 93.Федоров В.С. Проектирование режимов бурения. - М.: Гостехиздат, 1958. - 214 с.
- 94.Харченко Е.В. Динамические процессы буровых установок. - Львов:: Свит,1997.-176 с.
- 95.Хованкевич Е.В., Тростинский А.А. Применение функций Бадалова для приближения кривых механической скорости проходки.// Нефтегаз. геол. геофиз. бурение. - Москва,1985.- №5.- С. 58-59.
- 96.Шильман А.Б., Давыдовская М.Л. Получение модели буримости геологического разреза по результатам работы долот. //Тр. ВНИИ буровой техники.- 1982.- вып.54.- С. 146-157.
- 97.Шульгин А.П. Математическая модель процесса разрушения горных пород при бурении глубоких скважин. // Мат. методы и АС в геологии. Отеч. произв. опыт.- ЭИ ВИЭМС. - 1988. - №7. - С. 6-11.

- 98.Эйгелес Р.М., Стрекалова Р.В. Расчёт и оптимизация процессов бурения скважин.–М.: Недра, 1977.–200 с.
- 99.Элементы экономической эффективности автоматизированного использования аналитической модели работы бурового долота / Колугарь А.Г., Стекляннов Б.Л., Колотаева Е. и др. - В кн.: Теория и практика сооружения эксплуатационных газовых скважин.- М., ВНИИГаз.- 1983.- С. 51-56.
100. Юнин Е.К. Низкочастотные колебания бурильного инструмента.- М.: Недра, 1983. – 130 с.
- 101.Юнин Е.К., Никитин Б.А., Гноевых А.Н. Влияние бурильной колонны на выбор параметров режима бурения.// Фундаментальные проблемы нефти и газа . – том №3.- М., 1996. – С. 127 – 135.
102. Юнин Е.К., Симонов В.В., Нежилский А.Б. Влияние крутильных автоколебаний на энергоёмкость разрушения горных пород // Моск ин.-т нефти и газа. - М., 1989. - 9с.
103. Юнин Е.К., Симонов В.В., Нежилский А.Б. Влияние продольных колебаний бурильной колонны на эффективность разрушения забоя // Моск ин.-т нефти и газа. - М., 1989. - 17с.
- 104.Янютин Е.Г., Ермоленко Л.В. Анализ продольных колебаний нижней части бурильной колоны при нестационарных воздействиях // Пробл. машиностр. - 1991. - №35. - С. 9-13.
- 105.Ясов В.Г., Мыслюк М.А. Осложнения в бурении: Справочное пособие. М.:Недра, 1991. – 334 с.
- 106.A study of slip/stick motion of the bit / Kyilingstal A., Halsey G.W. // SPE Drill Eng.. - 1988. - 3, №4. -С.369-373.
- 107.Maldia E.E., Ohara Shiniti. Field Verification of Drilling Models and Computerized Selection of Drill bit, WOB and Drillstring Rotation // SPE Drill Eng. - 1991. – v.6.-№3. - с.189-195.
- 108.Stability analysis of drillstring rotation / Palmov V.A. et al. // Int. J. Rock. Mech. and Geomech. Abstr. -1995. - 32,№8. - P.391.



Додаток _____

“Затверджую”

Головний інженер БУ “Укрбургаз”

В.Г. Филь

“22” грудня 2000 р.

Довідка

про результати впровадження розробок аспіранта кафедри буріння
нафтових і газових свердловин ІФДТУНГ
Василюка Юрія Михайловича

1. Суть розробок

Розроблений пакет програм для статистичної обробки бази даних про результати відробки бурових доліт на площах БУ “Укрбургаз”. Він дає змогу формувати вибірки даних за заданими користувачем умовами, знаходити середні значення показників відробки доліт по сформованих вибірках, відкидати з них дані, що різко виділяються, а також статистично порівнювати середні показники для різних вибірок з висновком про те, чи різниця між ними є суттєва, чи обумовлена випадковим характером досліджуваних величин. Використання даного пакету дозволяє вибирати раціональні типи доліт і значення режимних параметрів на основі промислових даних про результати їх відробки.

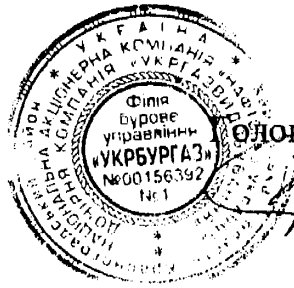
2. Місце і результати впровадження

Описаний пакет програм встановлений і використовується на комп'ютері в технологічному відділі БУ «Укрбургаз».

Начальник технологічного відділу
БУ “Укрбургаз”

П.Я. Бойко

Додаток _____



“Затверджую”

Головний інженер БУ “Укрбургаз”

В.Г. Филь

“22” грудня 2000 р.

Довідка

про результати впровадження розробок аспіранта кафедри буріння нафтових і газових свердловин ІФДТУНГ
Василюка Юрія Михайловича

1. Суть розробок

Розроблений пакет програм, який дає можливість моделювати поздовжні коливання в бурильній колоні при бурінні тришарошковими долотами роторним способом. Пакет дозволяє вибирати раціональні режимні параметри, типи доліт, амортизаторів і місце встановлення амортизаторів з метою забезпечення оптимальних динамічних режимів роботи доліт при заданих умовах буріння.

2. Місце та результати впровадження

Описаний пакет програм встановлений на комп'ютерах в технологічних відділах БУ “Укрбургаз” та Полтавського ВБР. За допомогою даного пакету розроблені і впроваджені рекомендації з вибору режимних параметрів, типу долота та раціонального місця встановлення амортизатора НАБ-240 в умовах буріння свердловини №61 Скоробагатьківського ГКР.

Начальник технологічного відділу
БУ “Укрбургаз”

П.Я.Бойко



"Затверджую"

Головний інженер Полтавського ВБР

Андрусів В.А.

2000 року

АКТ

про впровадження рекомендацій з інтенсифікації динамічних режимів роботи долота

Ми, комісія у складі аспіранта кафедри буріння Василюка Юрія Михайловича, бурового майстра Василика Андрія Івановича, начальника технологічного відділу Полтавського ВБР Поліника Миколи Михайловича склали цей акт про впровадження рекомендацій з інтенсифікації динамічних режимів роботи долота при бурінні свердловини №61 Скоробагатьківського ГКР. Суть рекомендацій полягає у виборі раціональних параметрів режиму буріння і місця встановлення амортизатора НАБ-240 з метою забезпечення оптимального динамічного режиму роботи доліт типу 295.3МСГАУ та 295.3СГНУ. Рекомендації подані на основі розрахунків за допомогою програми "Динамічні процеси в бурильній колоні". Для буріння на глибинах 1000-2000 м в умовах вказаної свердловини рекомендується підтримувати навантаження на долото в межах 180-200 кН, частоту обертання ротора 60-70 об./хв., амортизатор НАБ-240 рекомендується встановлювати безпосередньо над долотом. З точки зору інтенсифікації динамічного режиму роботи долота раціональним є використання доліт 295.3МСГАУ.

Аспірант кафедри буріння

Василюк Ю.М.

Буровий майстер

Василик А.І.

Начальник технологічного відділу
Полтавського ВБР

Поліник М.М.



"Затверджую"

Полтавського ВБР

В.А.Андрусів

2000 року.

Рекомендації для інтенсифікації динамічних режимів роботи тришарошкових доліт на вибої

1. Суть рекомендацій

Бурильна колона є складною механічною системою, і залежність основних динамічних показників її від параметрів режиму і умов буріння не є легко предбачуваним. Загальні рекомендації з методики впливу на динамічні процеси в бурильній колоні можуть мати лише обмежений і не завжди однозначний характер. Тому питання інтенсифікації динамічного режиму роботи долота потребує невеликого дослідження для кожного конкретного випадку. Розроблена програма розрахунку динамічних процесів в бурильній колоні спрощує вибір раціональних компоновок, доліт і режимних параметрів. Для роботи програми необхідна наступна інформація: параметри бурової вишки і вибою як в'язко-пружних елементів, компоновка бурильної колони, геометрична конфігурація озброєння долота, параметри амортизатора, деякі додаткові параметри, які впливають на процес розрахунку.

2. Результати вимірювань

Для реалізації запропонованої методики інтенсифікації динамічного режиму роботи долота здійснені вимірювання параметрів геометричної конфігурації озброєння тришарошкових доліт основних типорозмірів. Результати вимірювань занесені у внутрішню базу даних. Вимірний коефіцієнт жорсткості амортизатора НАБ-240 в умовах бурової шляхом навантаження його свічею ОБТ.

3. Вибір режимних параметрів і місця встановлення амортизатора.

Для ілюстрації наведемо як приклад вибір раціональної компоновки при бурінні св. 61 - Скоробагатьківська Полтавського ВБР. Буріння проводилося долотами типу 295.3 МСГНУ, 295.3 СГАУ на глибинах 1800 -2000 м з використанням амортизатора НАБ-240. Вимірювання параметрів амортизатора в умовах бурової дало коефіцієнт жорсткості 3000 кН/м, коефіцієнт демпфування за оцінкою порядку 0.5 кН*с/м, навантаження на долото підтримувалося в межах 180-200 кН, частота обертання ротора 70 об/хв. Колона складалася з однорідної секції бурильних труб (ТБВ-140, 45 кг/м) відповідної

довжини і 144 м ОБТ-203 (215 кг/м). Амортизатор встановлювався безпосередньо над долотом. Маса долота 76 кг, амортизатора - 760кг, нижньої частини амортизатора - за оцінкою 430 кг.

Розрахунки за допомогою програми показують, що долото перебуває в режимі квазігармонічних коливань з періодом приблизно 50 мс. Середня амплітуда зміщення долота - порядку 3мм, сили на долоті - порядку 10 т. Амплітуда зміщення на глибині 100 м -0.25 мм, сили - 3 кН.

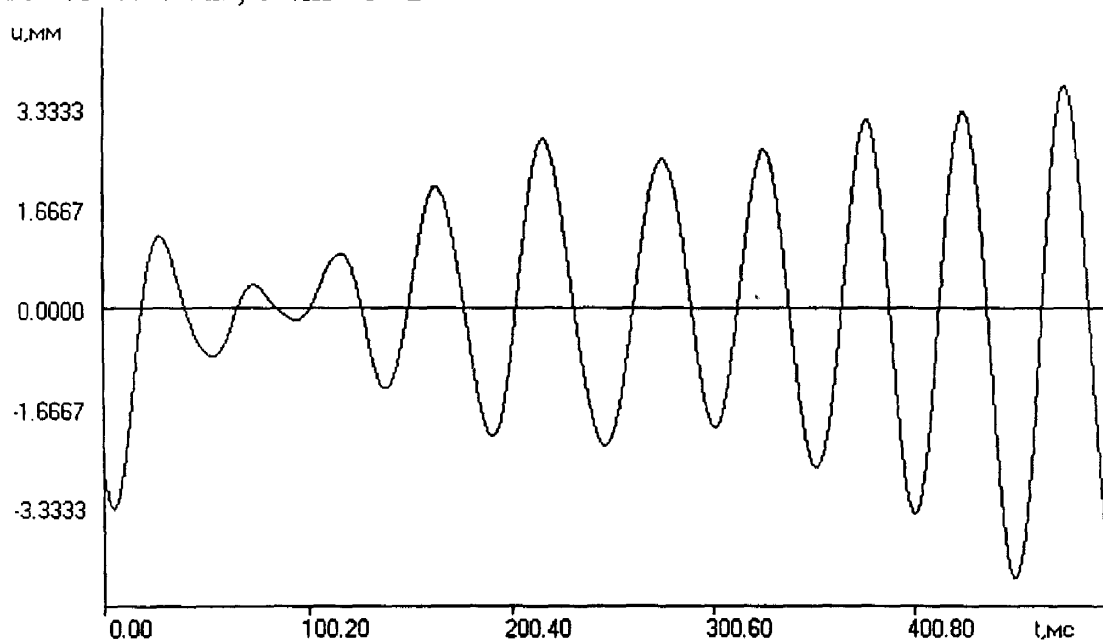


Рис.1. Зміщення долота при бурінні долотом 295.3 МСГАУ з описаною вище компоновкою при частоті обертання колони 70 об/хв.

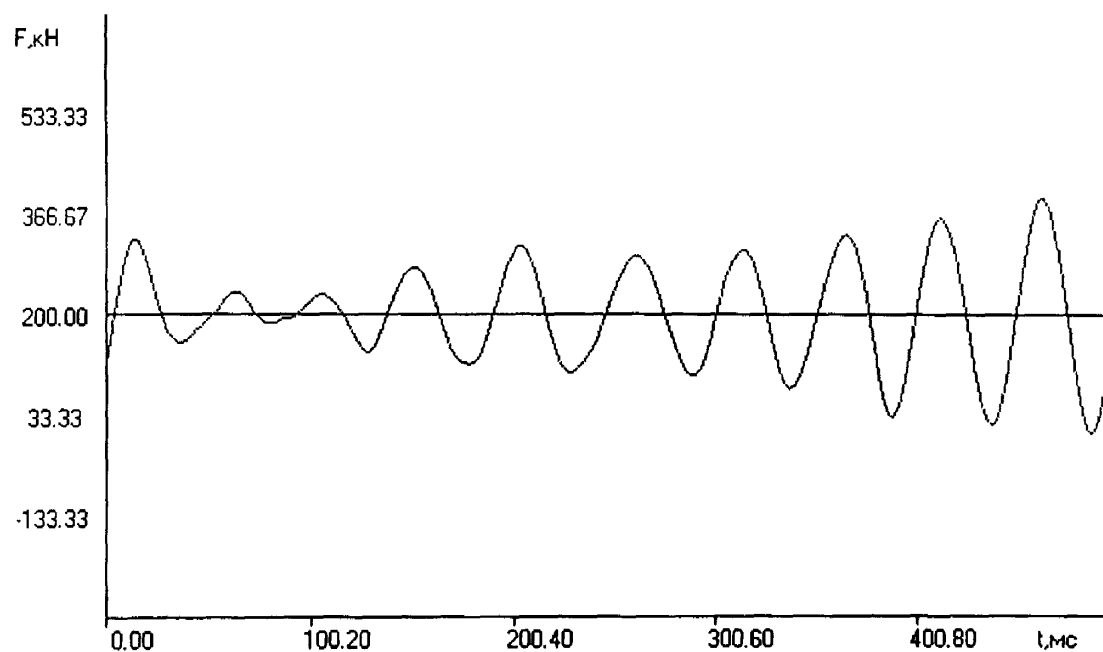


Рис. 2. Сила на долоті при бурінні з вказаною вище компоновкою.

Ці результати дозволяють стверджувати, що амортизатор в даних умовах виконує свою функцію добре.

При збільшенні частоти обертання до 90 об./хв. частота коливань не змінюється, а амплітуда зменшується приблизно в 2 рази. При зменшенні частоти обертання до 60 об./хв. характер і інтенсивність коливань практично не змінюється. При заміні долота на 295.3СГНУ інтенсивність коливань зменшується більш як в 2 рази. Збільшення підамортизаторної маси за рахунок встановлення між амортизатором і долотом ОБТ приводить до зменшення частоти коливань долота і амплітуди. Отже, можна зробити висновок, що описана вище компоновка забезпечує інтенсивний динамічний режим роботи долота і майже не допускає збільшення інтенсивності за рахунок зміни технологічних параметрів Використання долота 295.3МСГАУ з точки зору динаміки більш раціональне для даних умов. При бурінні з вказаною компоновкою без амортизатора значно зменшується амплітуда коливань, вони втрачають квазігармонічний характер.

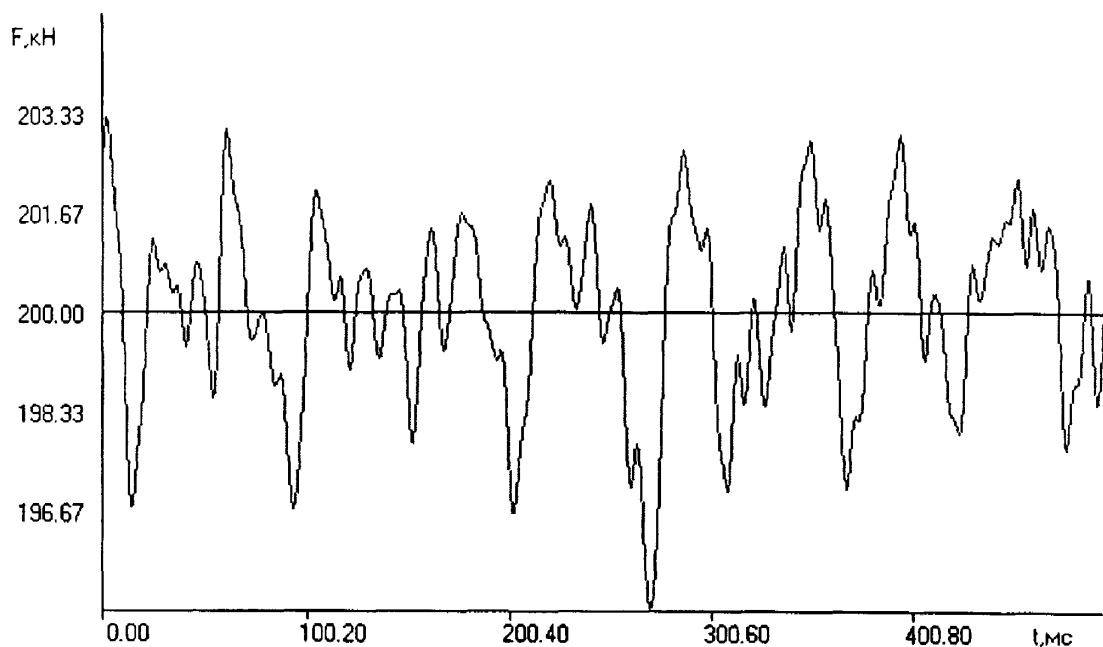


Рис.3. Залежність сили на долоті від часу при бурінні без амортизатора (масштаб графіка відрізняється від рис.2).

Розрахунки показують, що зменшення маси нижньої рухомої частини амортизатора може призвести до покращення динамічного режиму роботи долота за рахунок збільшення частоти коливань долота.

Виконавець
Керівник теми

В.В.В.
С.М.М.

Ю.М. Васильюк
М.А. Мислюк