

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

На правах рукопису

УДК 622.24(054-82)

ВОРОБІЙОВ ВАДИМ МИКОЛАЙОВИЧ

**УДОСКОНАЛЕННЯ ОПОРИ ШПИНДЕЛЯ ВИБІЙНОГО
ДВИГУНА ТА ПОКРАЩАННЯ УМОВ ЇЇ РОБОТИ**

Спеціальність 05.05.12 - Машини нафтової та газової промисловості

Дисертація на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Науковий керівник-
доктор технічних наук, професор
Векерик Василь Іванович

Івано-Франківськ - 2002

№ 202

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ДОСЛІДЖЕНЬ ПО ВДОСКОНАЛЕННЮ ОПОРИ ШПИНДЕЛЯ ТУРБОБУРА ТА ЇЇ ВІБРОЗАХИСТУ.....	
1.1. Динамічні умови роботи осьової опори шпинделя турбобура.....	12
1.2. Основні напрямки досліджень з вдосконалення осьової опори шпинделя турбобура.....	16
1.3. Обґрунтування доцільності поглибленого врахування нелінійності деформаційної характеристики опори шпинделя.....	26
РОЗДІЛ 2. ВІБРАЦІЇ В СИСТЕМІ “ ДОЛОТО-ОПОРА ШПИНДЕЛЯ ТУРБОБУРА” З ВРАХУВАННЯМ ПРУЖНОСТІ КУЛЬОК.....	
2.1. Структурний аналіз насипної кулькоопори шпинделя	32
2.2. Зведення параметрів жорсткості опори.....	35
2.3. Осьові вібрації опори кочення.....	39
РОЗДІЛ 3. ВІБРОЗАХИСТ ОПОРИ ШПИНДЕЛЯ ТУРБОБУРА	
3.1. Обґрунтування розрахункової схеми для вивчення роботи осьової опори з віброзахистним пристроєм.....	49
3.2. Розробка вдосконаленої віброзахистної системи для опори шпинделя турбобура.....	57
3.2.1. Енергетичні співвідношення при коливаннях долота з віброізолятором опори.....	60
3.2.2. Вплив коливань на попередній натяг кулькоопори.....	68

РЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ВДОСКОНАЛЕНОЇ ОПОРИ КОЧЕННЯ	
ШПИНДЕЛЯ ТУРБОБУРА	77
4.1. Вплив непрямолінійності бурильної колони на роботу кулькоопори шпинделя турбобура.....	77
4.2. Вирівнювання попередньої затяжки пакетів кілець кулькової опори.....	83
4.3. Рівномірний розподіл осьового зусилля по рядах кулькоопори.....	86
4.4. Теоретичні основи синтезу кульково-роlikової опори.....	89
4.4.1. Кінематичні співвідношення в кулькоопорі з сепарацією кульками.....	90
4.4.2. Підбір параметрів елементів кінематичної пари “кулька-ролик”.....	95
4.5. Експериментальне визначення залежностей деформації від навантаження при різних профілях твірної ролика	103
4.6. Момент опору провороту опори кочення.....	108
ВИСНОВКИ.....	112
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	114
ДОДАТКИ.....	125

ВСТУП

АКТУАЛЬНІСТЬ РОБОТИ. Довгострокові плани розвитку паливно-енергетичного комплексу України пов'язані з розробкою нафтогазових родовищ на великих глибинах на суші та на шельфі Чорного моря. Це вимагає буріння надглибоких і похило-напрямлених свердловин, використання досконалого бурового обладнання. Поза конкуренцією в цих умовах серед обертових способів буріння є турбінний. Роторний спосіб, при якому обертається наддовга або нахилена незрівноважена колона труб, яка має, як правило, ексцентриситет центра мас та неминуче відхилення від прямолінійності, програє турбінному способу з динамічних міркувань. Однак і турбінний спосіб буріння потребує подальшого пошуку шляхів усунення властивих йому недоліків.

Значна частина недоліків турбобура припадає на опору кочення, поломки якої є однією з основних причин виходу з ладу вибійних двигунів.

Як відомо [1], до відмінних рис традиційного осьового підшипника кочення, що використовується в сучасній опорі турбобура, належать:

багаторядність; відсутність сепаратора; наявність в підшипниках чотирьох точок дотику кульок з робочими обоймами та дистанційними втулками; забезпечення двосторонньої дії; контактування по конусних поверхнях, що вимагає обмеження ширини доріжки кочення.

Відмова від сепаратора в свій час була зумовлена прагненням позбавитись швидкозношувальної ланки, взаємодія якої з тілами кочення супроводжувалась ковзанням. Внаслідок корозійної та абразивної агресивності бурового розчину в кінематичній парі "тіло кочення - сепаратор" найшвидше руйнується сепаратор, який виготовляється з менш міцного матеріалу, що призводить до катастрофічного руйнування інших ланок опори. Однак, в безсепараторній опорі виникають інші небажані явища.

Гак, в процесі бурінні викривлених ділянок свердловини тіла кочення в опорі зитискаються на периферійні нездеформовані сторони викривленої колони га притискаються одне до одного. Внаслідок цього виникає нерівномірність передачі осьового зусилля на тіла кочення і позбавляє їх можливості перекочуватись. При цьому має місце підвищене нерівномірне зношення в парах ковзання. Проблема орієнтації з рівномірним розташуванням тіл кочення в ряду за відсутності традиційного їх ковзання по сепаратору чекає свого вирішення.

Стиснута конструкція опори з багатьох послідовних рядів підшипників кочення має за мету збільшити міцність для надійного забезпечення роботи впродовж рейсу долота. Однак традиційні методи формування попередньої зтяжки рядів в опорі [2] не забезпечують (при кількості рядів більше 6) гарантованої рівності деформації стиснення зовнішніх і внутрішніх пакетів кілець і втулок підшипників (максимально стиснутому зовнішньому кільцю відповідає мінімально стиснуте внутрішнє і навпаки). Тому існує проблема пошуку неординарних рішень в цьому напрямку.

Принцип чотириточкового дотику тіл кочення, запропонований співробітниками ВНДІБТ, для досягнення ефекту поновлення кіл торкання кулькою за рахунок розвороту її навколо осі, яка перпендикулярна до миттєвої осі обертання кульки, викликає таке негативне явище, як ковзання останньої по деталях системи вала. Це сприяє інтенсифікації зношування ковзаючих елементів кінематичних пар.

Тому конструкція кінематичних пар, які утворюються тілами кочення з валом і корпусом, далека від досконалості.

Відомо, що найбільшу кількість несправностей, руйнувань і аварій машин викликають не статичні, а динамічні навантаження, які виникають внаслідок вібрації та ударів. Тому потрібні вузькоспеціалізовані віброзахисні пристрої, в тому числі і для опори турбобура.

Гумові або пружні демпфери [3], які традиційно використовувались в загальному машинобудуванні, безпосередньо не можуть застосовуватись для захисту опор турбобурів. Запропонована новаторами ціла низка наддолотних амортизаторів, пристроїв для гасіння вібрацій бурильної колони або долота, демпферів, віброгасників не враховує нелінійний характер пружної характеристики опори, а в деяких випадках і нелінійності вказаних пристроїв. Закономірності ж дії зовнішніх вібрацій в нелінійних системах, як відомо, мають специфічну природу.

Тому сьогодні так актуальні дослідження з удосконалення опори та її віброзахисту, які дадуть можливість значно поліпшити технічні характеристики і показники використання турбобура.

ЗВ'ЯЗОК РОБОТИ З НАУКОВИМИ ПРОГРАМАМИ, ПЛАНАМИ, ТЕМАМИ. Матеріали дисертації використовувались при виконанні науково-дослідної держбюджетної теми «Наукові основи створення та раціональної експлуатації нафтогазового обладнання і інструменту» номер державної реєстрації № 0198U005778, яка входить в координаційний план Міністерства освіти і науки України "Наукові основи розробки нових технологій видобутку нафти і газу, газопромислового обладнання, поглибленої переробки нафти і газу з метою отримання високоякісних моторних палив, мастильних матеріалів, допоміжних продуктів і нафтохімічної сировини". Вказаний план входить в національну програму "Нафта і газ України до 2010 року".

МЕТА ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ.

Метою даних дисертаційних досліджень є наукове обґрунтування шляхів вдосконалення осьової опори кочення турбобура та покращання умов її роботи в системі " долото - турбобур ".

Задачі досліджень.

1. Змодельовати та проаналізувати вплив нелінійної пружної характеристики опори шпинделя на роботу підсистеми " турбобур - бурильна колона ".

2. Оцінити ефективність віброзахисту опори шпинделя турбобура за допомогою амортизатора оболонкового типу (АОТ) та обґрунтувати шляхи його вдосконалення.

3. Розробити схеми сепарації тіл кочення опори турбобура тілами кочення.

4. Удосконалити схеми вирівнювання попередньої затяжки пакетів кілець багаторядної опори, вирівнювання передачі осьового зусилля по рядах і тілах кочення опори шпинделя.

Об'єкт дослідження: опора шпинделя турбобура.

Предмет дослідження: динамічні процеси в опорі шпинделя турбобура.

Методи дослідження: моделювання роботи опори шпинделя турбобура з врахуванням її нелінійної пружної та дисипативної характеристик з використанням обчислювальної техніки та часткова перевірка отриманих результатів експериментально.

НАУКОВА НОВИЗНА ОДЕРЖАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

Проаналізована працездатність існуючої опори кочення турбобура з врахуванням нелінійності її пружної характеристики та науково обґрунтовані шляхи вдосконалення її конструкції та віброзахисту. При цьому:

- створено новий метод оцінки кількості надлишкових зв'язків у осьовій насипній кулькоопорі з врахуванням кількості рядів;

- створена методика аналізу коливань опори та віброзахисних пристроїв, яка відрізняється від альтернативних застосуванням критеріальної форми та визначенням областей стійкості, коефіцієнтів передачі сил і реакцій;

- вперше проведено аналіз впливу нелінійної півкубічної пружної характеристики кулькоопори на осьові коливання елементів системи “ долото - турбобур “ у вигляді коефіцієнта передачі сил і реакції;

- проаналізована можливість використання амортизатора оболонкового типу для опори як об'єкта віброзахисту з нелінійною характеристикою;

- розроблена вдосконалена комбінована схема вирівнювання попередньої затяжки пакетів кілець опори за рахунок ліквідації статичної невизначеності з використанням гідравлічного зрівноважувального пристрою та статично визначеного підп'ятника Мітчела;

- вдосконалений метод вирівнювання передачі осьового зусилля на кожний з рядів опори за рахунок відповідного підбору матеріалів сусідніх дистанційних кілець опори при збереженні рівності їх діаметрів і висот;

- проведені теоретичні обґрунтування та вперше розроблена схема опори із сепарацією тіл кочення тілами кочення з різними конструктивними параметрами із забезпеченням їх перекочування та зменшенням енергетичних витрат на тертя;

- доведена доцільність застосування еліптичної двоточкової форми фасонної твірної ролика в комбінованому кульково-роликовому підшипнику;

- вивчена специфіка роботи насипних опор у викривленій колоні. Виявлена можливість їх заклинювання в зонах, перпендикулярних до площини викривлення, і появи додаткової нерівномірності передачі осьових зусиль в ряді опори з перевантаженням кульок, що прилягають до центра викривлення.

ПРАКТИЧНЕ ЗНАЧЕННЯ ОДЕРЖАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

Сукупність розроблених в дисертації положень:

- відкриває в кінцевому підсумку раціональний шлях значного підвищення технічного рівня турбобура, зокрема за рахунок більш досконалої опори;

- створює вдосконалену методичну базу для оцінки ефективності застосування віброзахисних пристроїв за енергетичним впливом як на об'єкт, що захищається, так і на джерело коливань;

- формує наукові основи створення опор із вдосконаленою сепарацією тілами кочення при зменшенні втрат на тертя та напруг при контакті тіл кочення та при зменшенні кількості рядів;

- відкриває перспективи вдосконалення віброзахисних пристроїв нелінійних систем за критеріями саморегулювання залежно від інтенсивності коливань, зменшення коефіцієнта передачі динамічних зусиль через пристрій та збільшення повернення коливної енергії джерелу коливань.

Результати роботи впроваджені:

- у Калуській НГРЕГБ при визначенні раціональних режимів експлуатації турбобурів для буріння глибоких свердловин та при затиску пакету підшипників турбобура;

- в учбовому процесі при виконанні контрольних робіт студентами професійного напрямку “Інженерна механіка” по курсу “Історія інженерної діяльності”, в лекційних курсах “Основи конструювання”, “Динаміка машин, вібрації та віброзахист”, “теорія механізмів і машин” та інш.

- у пристроях на рівні двох патентів.

ОСОБИСТИЙ ВНЕСОК ЗДОБУВАЧА

Основні положення та результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. Проведено аналіз недоліків конструкції опори турбобура та її віброзахисту на основі літературного та патентного пошуків [4]; проведено структурний аналіз насипної кулькоопори; зведено параметри жорсткості опори турбобура, потрібні для складання спрощеної моделі опори у вигляді ланки зведення з пружно-дисипативним зв'язком [5]; проаналізовано осьові вібрації кочення опори турбобура [5]; досліджена доцільність використання АОТ для захисту опори турбобура [6]; розроблено конструкцію несиметричного віброізолятора [7,8]; виведені енергетичні

співвідношення при коливаннях долота з віброізолятором опори [9]; досліджено вплив коливань віброізолятора на попередній натяг кулькоопори; проведено аналіз впливу непрямолінійності свердловини на кулькоопору [10]; вдосконалено спосіб рівномірного розподілу осьового зусилля по рядах кулькової опори турбобура [10, 11]; розроблено теоретичні основи взаємного розташування сепаруючого та опорного тіл кочення [12, 13, 14]; створено конструкцію принципово нової опори турбобура [15].

АПРОБАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ. Основні положення дисертаційної роботи доповідались на таких конференціях і семінарах: на науково-практичній конференції “Стан, проблеми і перспективи розвитку нафтового комплексу Західного регіону України” (м. Львів, 28-30 березня 1995 р.); на науково-технічній конференції “Механіка і нові технології” (м. Севастополь, 5-10 вересня 1995 р.); на XII, XIV міжнародних міжвузівських школах-семінарах “Методи і засоби технічної діагностики” (м. Івано-Франківськ, 1995, 1997 р.р.); на науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу Івано-Франківського державного технічного університету нафти і газу (м. Івано-Франківськ, 1996, 1997 р.р.); на науково-практичній конференції “Нафта і газ України - 96” (м. Харків, 14-16 травня 1996 р.); на IX науково-технічній конференції студентів Івано-Франківського державного технічного університету нафти і газу (м. Івано-Франківськ, 1997); на першому Всеукраїнському з’їзді з теорії механізмів і машин “Теорія механізмів, машин і техносфера України ХХІ сторіччя” (м. Харків, 18-20 червня 1997 р.).

ПУБЛІКАЦІЇ. Основні положення дисертаційної роботи опубліковані в 12 працях, з них 2 патенти України на винаходи.

СТРУКТУРА І ОБСЯГ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ. Дисертація складається з вступу, чотирьох розділів, основних висновків і рекомендацій. Матеріал викладено на 135 сторінках машинописного тексту; робота містить список використаних джерел із 113 позицій та додатків.

РОЗДІЛ 1

**АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ДОСЛІДЖЕНЬ З ВДОСКОНАЛЕННЯ
ОПОРИ ШПИНДЕЛЯ ТУРБОБУРА ТА ЇЇ ВІБРОЗАХИСТУ**

На шляху подальшого підвищення технічного рівня турбобура велика частина стримуючих факторів припадає на недосконалість опори та відсутність спеціальних пристроїв для її віброзахисту. Проблему вдосконалення опори шпинделя турбобура вивчало багато дослідників. Серед них Р.А.Іоанесян, Ю.Р.Іоанесян, Л.І.Константинова, Б.В.Кузін, Г.А.Любимов, Д.Г.Малишев та інші. Однак досягнути гарантованої рівномірності передачі осьового зусилля як по рядах, так і по окремих тілах кочення в ряду до цього часу не вдалось, що не дає змоги знизити частоту обертання шпинделя турбобура через значний рушійний момент, який припадає на подолання опору сил тертя.

Вагомий внесок у створення основ теорії та конструкцій віброзахисту бурильної колони внесли Д.Боги, Д.С.Васильєв, В.І.Векерик, С.В.Величкович, Є.І.Ішемгужин, О.П.Кайданов, В.Г.Керимов, В.І.Ливсей, А.Х.Мірзаджанзаде, П.І.Огородников, Р.С.Яремійчук, Е.К.Юнін, В.М.Шопа та інші. Але в цих роботах не враховується нелінійність пружної характеристики тіл кочення. А відсутність спеціалізованих - для віброзахисту опори - пристроїв у сукупності з вказаною нерівномірністю лімітує ресурс роботи турбобура.

Тому питання щодо наукового обґрунтування шляхів боротьби з вказаними недоліками опори кочення шпинделя турбобура є актуальними. Для подальшого вдосконалення осьової опори шпинделя турбобура проаналізуємо сьогоденний стан її дослідження.

1.1. Динамічні умови роботи осьової опори шпинделя турбобура

Основний тип доліт, які використовуються при бурінні глибоких свердловин у нас в країні та за кордоном, складають долота шарошкового типу. Перекочування шарошок по вибою супроводжується заглибленням зубців у гірську породу з наступним її руйнуванням [16]. За відсутності осьових переміщень корпусу долота глибина занурення зубців у вибій, на думку Р.М. Ейгелеса [17], повністю визначалася б геометрією шарошок. Але в реальних умовах справа виглядає інакше.

Дана взаємодія супроводжується неминучою зворотньою реакцією вибою на долото та зв'язану з ним бурильну колону, призводячи до виникнення в ній інтенсивних механічних коливань. Сам факт вібрації по П.В.Балицькому, говорить про те, що не вся енергія, яка підводиться до долота, витрачається на руйнування гірської породи.

За різними оцінками [18, 19, 20] витрати енергії, що йдуть на підтримку режиму вимушених коливань інструмента, можуть досягати 25-30% від загальної потужності, яка розвивається вибійним двигуном. Тільки на вібрацію ОБТ, навіть без урахування сил тертя може витрачатися енергія, сумірна з енергією, яка йде на руйнування гірської породи вибою [21]. Очевидно, що використання хоча б частини її за рахунок повернення до вибою тим чи іншим способом, дозволить істотно підвищити темп буріння свердловини.

Перекочування шарошок з зубця на зубець далеко не єдина причина виникнення коливань бурильного інструмента. За результатами великої кількості теоретичних та експериментальних досліджень, виконаних у стендових умовах [17, 22 та інш.], встановлено, що поверхня вибою не залишається плоскою при роботі доліт вказаного типу. Вона набуває хвилеподібної форми, що було підтверджено і для реальних умов буріння.

Чисельним рішенням моделі процесу заглиблення свердловини, Р.М.Ейгелес теоретично довів не тільки сам факт виникнення “вибійної рейки”, але й прослідкував усі етапи її формування [17]. Їм же встановлено, що “рейка” постійно зникає та виникає знову, а кількість “вибоїн” знаходиться у прямій залежності від числа шарошок долота.

Відокремлення частинки гірської породи вибою від материкової маси відбувається при умові, коли повздовжня сила втискування зубця перевищує міцність породи на руйнування [16]. Цей процес може розвиватися більш або менш ефективно, послідовно проходячи етапи від поверхневого стирання до об’ємного руйнування. Останній, очевидно, є найбільш бажаним з точки зору росту механічної швидкості буріння.

Методика дослідження механізму руйнування гірських порід, яка оснований на вдавлюванні штампів у дослідні взірці, запропонована Л.А.Шрейнером [23] і є на сьогодні загальноновизнаною. При досягненні деякого критичного тиску на штамп пружний характер деформації взірця породи закінчується її крихким руйнуванням з утворенням лунки та відломлених частинок. При цьому штамп стрибком заглиблюється на глибину, яка значно перевищує рівень попередньої пружної деформації. Значний статистичний матеріал по аналізу фракційного складу бурильного шламу та його взаємозв’язку з коливаннями бурильного інструмента підтверджує сказане вище [24, 25].

Стрибкоподібне заглиблення штампа у взірець призводить до виникнення коливного процесу в усій системі вцілому. Переносючи отриманий результат на реальні умови буріння та вважаючи, що режим руйнування є об’ємним, можна констатувати – система “долото-вибій” в умовах багатотонного осьового навантаження стає потужним джерелом механічних коливань (вібрацій). Частина енергії цих коливань передається масиву гірських порід, викликаючи у ньому сейсмічні хвилі пружних деформацій. Інша її частина передається колоні бурильних труб і елементам

вибійного двигуна, підтримуючи в них режим вимушених механічних коливань.

Розглянуті вище причини виникнення коливних процесів початком породжуються системою “долото-вибій”.

Тепер розглянемо групу причин іншої природи виникнення та іншого характеру значимості у загальній картині динамічних хвильових процесів, які супроводжують буріння свердловин. При певному сполученні параметрів процесу, таких як навантаження на долото, частота його обертання, розхід і тиск у лінії нагнітання і т.д., шпindelний турбобур може стати джерелом інтенсивних вібрацій, які передаються бурильній колоні. Природа цього явища полягає у наявності осьового люфта між валом і корпусом турбобура [18], що дозволяє розглядати його, як приклад віброударної системи.

Режим буріння, відомий на практиці як режим “плаваючої п’яти” турбобура, є дуже шкідливим [26]. Він призводить до інтенсивного зношування елементів самого турбобура, осьової опори шпинделя, долота і т.д. за рахунок високих ударних навантажень, які виникають у системі “статор-ротор”.

До числа причин, які також здатні викликати інтенсивні коливання бурильного інструменту, відносять явище резонансу [27, 28, 29 та інш.]. Для його виникнення є всі вихідні умови. Розглядаючи систему “долото-вибій” як широкополосний генератор механічних коливань, а колону труб та вибійний двигун, як систему з набором власних частот, можна зробити висновок, що такий режим у ній цілком ймовірний. Виникнення резонансу взагалі та в колоні бурильних труб зокрема супроводжується різким збільшенням амплітуди її коливань. Це може стати причиною аварії не тільки елементів компоновки, але й наземного бурильного обладнання.

Серед усього розмаїття причин, здатних викликати коливання бурильного інструменту, причини вибійного характеру походження займають особливе місце. Це пояснюється тим, що саме в системі “долото-вибій” відбуваються

процеси, які визначають ефективність руйнування гірської породи. Шарошкове долото стає потужним джерелом вібрацій широкого частотного діапазону. З однієї сторони, результатом його взаємодії з вибоєм є виникнення сейсмічних хвиль у масиві гірських порід, з іншої – вимушені механічні коливання бурильної колони.

Дослідженнями останніх десятиліть встановлено, що шпіндельному турбобуру і колоні бурильних труб притаманні явно виражені коливні властивості. Сприймаючи динамічну реакцію вибою, бурильний інструмент перестає бути просто пасивним засобом створення статичного осьового навантаження на долото. Він набуває додаткові активні функції, перш за все за рахунок динамічної складової сили долота.

На відміну від незмінності статичного осьового навантаження, обумовленого вагою вище розташованої компоновки або перепадом тиску бурового розчину, динамічна складова сили долота має знакозмінний характер. При певному співпаданні режимних параметрів буріння та коливних характеристик компоновки, загальна сила дії долота на вибій, як і амплітуда її коливань, можуть змінюватись у широких межах.

За даними [30] динамічна сила може перевищувати статичну в 1,5-2 рази, а за інформацією [31]- в 3-4 рази.

Такі значні динамічні навантаження призводять до росту амплітуди повздовжних коливань долота, що може стати причиною його відриву від вибою [22, 32]. При цьому відсоток “зависання” долота може скласти до 60% загального часу буріння [26]. Зменшення часу контакту з вибоєм призводить до зниження механічної швидкості буріння, а високі ударні навантаження стають причиною прискореного зношування як самого долота, так і елементів компоновки [33]. Крім того, такий режим буріння супроводжується нестійкістю роботи вибійного двигуна, зокрема турбобура. Різкі коливання момента сил опору на його валу викликають нестабільність обертання долота

[34, 35], що у підсумку може призвести до зупинки вибійного двигуна, особливо при бурінні в пружно-пластичних породах.

Таким чином, опора шпинделя вибійного двигуна працює в дуже складних динамічних умовах, зворотно впливаючи на функціонування інших елементів розглянутої системи.

1.2. Основні напрямки досліджень з вдосконалення осьової опори шпинделя турбобура

Вузли тертя мають найбільшу здатність швидко зношуватись [36], а тому визначають довговічність більшості сучасних машин. В турбобурах опорні вузли, які сприймають значні навантаження, швидко зношуються, що суттєво впливає на техніко-економічні показники процесу буріння.

Впродовж останніх 70 років проведені пошуки підвищення працездатності опорних вузлів турбобурів шляхом зниження моменту опору.

В 1928 році М.А.Капелюшниковим, С.М.Волоховим та М.А.Корнеєвим [37] в односекційному турбобурі як опора був використаний стандартний кулькопідшипник кочення. Його низька працездатність пов'язана з дією абразивних частинок бурового розчину, який швидко пошкоджував герметичність ущільнень, проникав в камеру підшипника і витискував мастило. Ці частинки створюють додаткові до характерних для сепаратора втрати енергії на робочих поверхнях, що виникають внаслідок його тертя по напрямних бурта кілець і тертя тіл кочення зі стінками гнізд. Кутову швидкість сепаратора стандартного підшипника з достатньою точністю можна прийняти постійною. Швидкості центрів мас окремих тіл кочення за один оберт сепаратора неодноразово змінюються внаслідок різномірності кульок і динамічності процесів входу та виходу їх з зони контакту. Це

пов'язане також з тим, що кулька відносно сепаратора є ведучою ланкою у навантаженій та веденою в ненавантаженій зонах. Така контактна взаємодія викликає появу нормальних сил між кулькою та передньою або задньою стінками гнізд сепаратора.

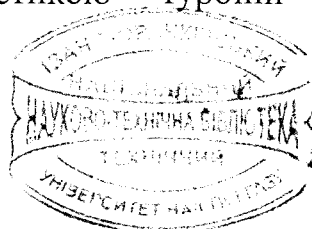
В реальних умовах роботи турбобура неминучим є перекося сепаратора відносно кілець через непрямолінійність свердловини, внаслідок чого виникають додаткові нормальні сили на бокових стінках сепаратора. Сукупність цих факторів призводить до розриву перемичок і значного зношування гнізд сепараторів. Експлуатація ж до появи руйнування характеризується значними втратами потужності турбіни турбобура на подолання сил тертя в сепараторах.

Перспективний шлях удосконалення турбобура секціонуванням турбін знайдено ще в кінці 40-их років, а пошуки більш працездатної опори продовжувались. Паралельно досліджувались гумометалеві опори ковзання та підшипники кочення.

Р.А.Іоанесяном [38] запропонована і випробувана чотирирядова спеціальна кулькова опора відкритого типу, яка працювала в середовищі бурового розчину. Принциповими новаціями в ній були відсутність сепаратора та послідовне, тандемне розташування підшипників вздовж осі, винесених в окремий вузол. Таке рішення не дало змогу підвищити довговічність опори через проникнення абразивних частинок з розчину в зону роботи тіл кочення та відсутність їх віброзахисту.

Перехід до багатоступеневих гумометалевих опор ковзання зменшив вартість турбобура та полегшив його експлуатацію на промислах. Буровий розчин змащував пару "гума-сталь", а еластичність опори давала можливість досить рівно розподілити осьове навантаження. Разом з тим збільшилися втрати на тертя, особливо на обважнених бурових розчинах, з'явилась помітна різниця між характеристикою турбіни та її вихідною характеристикою на долоті.

№ 202



Г.А.Любимовим [2] розроблений п'ятирядовий підшипник на амортизаторах відкритого типу для редукторного турбобура ТР1-8". В ньому використаний спеціальний гумовий, з металевим каркасом, сепаратор. Наявність останнього знімала проблему рівномірності розподілу осьового зусилля по рядах, але збільшувала втрати на тертя.

На протязі 1958-1966 років лабораторія високомоментних турбобурів ВНДІБТ провела цикл теоретичних і дослідних робіт щодо створення опорного вузла турбобура з використанням кулькових тіл. Була перевірена низка матеріалів для сепараторів, досліджені різні форми бігових доріжок, проварійовані розміри кульок, співставлені різні марки мастил і т.п. Внаслідок цього у серійне виробництво був впроваджений багаторядний безсепараторний чотириточковий радіально-упорний підшипник зі зменшеною шириною бігової доріжки, наведений на рис. 1.1.

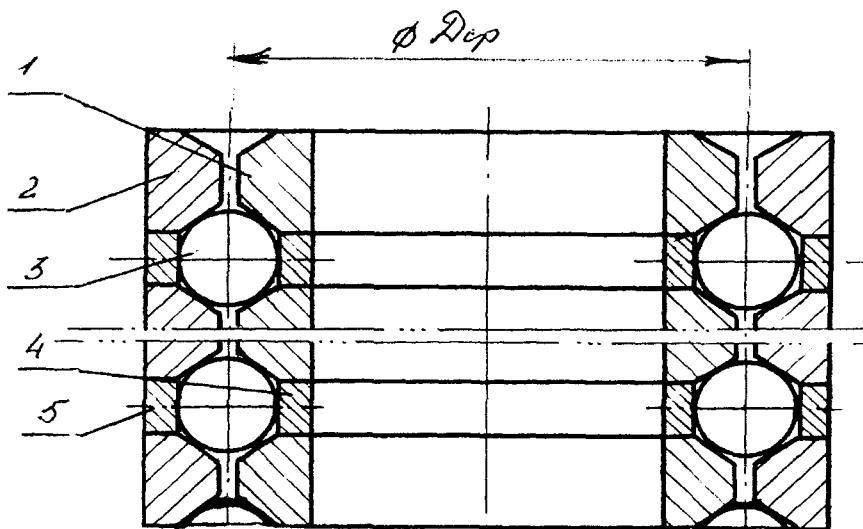


Рисунок 1.1. Багаторядний безсепараторний підшипник опори шпинделя турбобура А7Н4С:

- 1 - внутрішнє напрямне кільце;
- 2 - зовнішнє напрямне кільце;
- 3 - кулька;
- 4 - внутрішнє дистанційне кільце;
- 5 - зовнішнє дистанційне кільце.

Практика тридцятирічної експлуатації цих опор [1] показала, що мають місце розколювання обойм, кульок, заклинювання елементів, виникає значний момент опору обертанню. Все це вимагає подальшого вдосконалення опор для покращання ефективності їх використання при бурінні свердловин.

Г.А.Любимову [2] вдалось досягнути рівномірності розподілу осьового навантаження по рядах за рахунок еластичності одного з елементів підшипника.

Б.В.Кузін [1] пропонує цього досягти за рахунок спеціально підібраних висот дистанційних кілець або ж за рахунок зміни їх жорсткостей. У першому випадку автор обмежився 5-ма рядами, а другий - викликає додаткову розгерметизацію та помітну нерівномірність навантаження за рахунок впливу виступів на жорсткість кілець при кількості рядів в опорі, більшій 5-ти. Тому потрібний більш ефективний метод для досягнення цієї мети.

Г.А.Любимовим [2] також зроблена спроба ліквідувати другий недолік опор кочення - нерівномірне розташування тіл кочення нетрадиційним шляхом: гумовометалевим сепаратором. Адже при експлуатації турбобура у викривленій свердловині кульки витискаються в периферійний від центра викривлення бік бурильної колони. Це викликає два небажаних наслідки:

1) осьове навантаження сприймають тільки ті кульки, які розташовані ближче до центра кривизни свердловини, кількість яких за наявності попереднього зазора менша за половину;

2) виникає додатковий контакт кульок між собою, що позбавляє їх можливості перекочуватись.

Перший з цих наслідків призводить до великої перевантаженості ближчих до центра кривизни кульок, особливо для найбільш навантаженого першого ряду опори. Другий - збільшує втрати на тертя, опір провороту вала та зношування деяких елементів опори.

Більш перспективним в цьому плані є "нековзаючий" спосіб сепарації кульок, наведений в роботі [39], для нестандартного кулькопідшипника: кульки меншого діаметра розташовуються почергово між основними кульками, чим і досягається запобігання взаємного торкання останніх. Розташування цих малих кульок на нерухомому кільці по ту ж сторону, що й основних кульок, а також торкання їх між собою в одній точці неминуче створює кінематичну невідповідність. Остання викликає ковзання розділяючих кульок як по кільцю, так і по основних кульках, що зводить на ніщо переваги такого методу сепарації.

Для проміжної опори не менш перспективним шляхом є використання безсепараторного роликового підшипника [39], а для осьової опори - кулькопідп'ятника Мітчела [40] зі самоустановлюваними сегментами, який, за даними А.Шибеля, дає можливість збільшити його несучу здатність в 6-8 разів, а тертя зменшити в 10-20 разів. При певних умовах замість 6-8 - рядів опори можна використати однорядну. При цьому роль сепараторів здатні виконувати сегменти.

Ю.Р.Іоанесян [2] вірно встановив один із факторів, що викликає нерівномірність розподілу осьового навантаження по рядах опори - неоднаковість деформацій попереднього стиснення внутрішнього та зовнішнього пакетів елементів підшипників при установці їх в опорі шпинделя турбобура за рахунок незалежної зтяжки вказаних пакетів. Адже при турбінному способі буріння відсутній [41] жорсткий зв'язок шпинделя з бурильною колоною. Тут мають місце дві системи, коливання яких відрізняються як за амплітудою, так і за частотою. Перша система - долото з валом турбобура, що обертається, друга - корпус турбобура з нерухомою бурильною колоною. Ці системи сполучені кульковою опорою, тому не можна виключити можливості перезатяжки одного пакета та недозатяжки іншого. При виникненні в процесі буріння поздовжніх вібрацій можливий зустрічний рух цих систем або навпаки. У першому випадку відбудеться різке

збільшення осьового навантаження на вибій за рахунок динамічної складової, у другому - втрата силового контакту долота з вибоєм. Перетворенню в єдину систему сприяло б вирівнювання їх попередньої зтяжки. Порад щодо розв'язання цієї проблеми Ю.Р.Іоанесяном не дається.

Разом з тим, С.М.Кожевников [41] описує дві перспективні для металургійних машин схеми рівного розподілу осьового зусилля між двома послідовно розташованими упорними підшипниками, що утворюють статично невизначену систему. Ці схеми дають змогу розв'язати проблему ліквідації найбільшої кількості відмов у процесі роботи металургійного прошивного трубного стану через опору, в якій осьове зусилля, що діє вздовж стержня оправки, зрівноважується реакцією з боку двох послідовно розташованих роликотпідшипників (рис. 1.2).

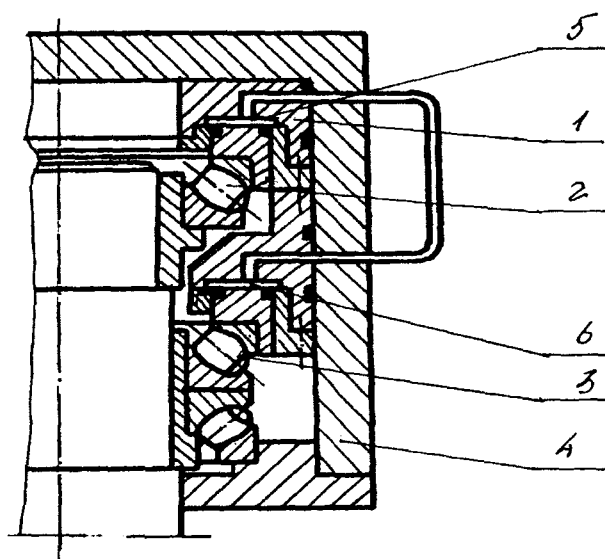


Рисунок 1.2 . Схема розташування підшипників на валу прошивного трубного стану:

- 1 - оправка;
- 2 - верхній упорний підшипник;
- 3 - нижній упорний підшипник;
- 4 - корпус;
- 5 - верхнє мембранне ущільнення;
- 6 - нижнє мембранне ущільнення.

Елементи повторення тут введені, як і в турбобурі, для забезпечення обертання опор ланок, які повинні сприймати великі осьові зусилля. Неважко побачити, що ця система подвійних упорних підшипників 2 і 3 статично невизначена. Якщо відстань між опорними поверхнями на оправці 1 не дорівнює відстані між опорними поверхнями корпусу 4, то залежно від їх різниці може працювати тільки один з упорних підшипників, або ж навантаження між ними буде розподілено нерівномірно. Ніяким підбором розмірів підшипників або підкладок під них не вдається гарантовано порівну розподілити осьове навантаження між ними. Тому підшипники швидко виходять з ладу.

Цей недолік було усунуто за допомогою застосування гідравлічного зрівноважуючого пристрою. В ньому кожен з зовнішніх корпусів підшипника спирається на месдозу з мембранним ущільненням 5 і 6. Порожнини мембран заповнені рідиною та з'єднані між собою. Тиски в обох мембранах виникають лише тоді, коли обидва підшипники спираються на мембрани. Якщо цього немає, то рідина з порожнини мембрани, на яку спирається корпус підшипника, витискається в порожнину другої месدوزи доти, поки система не натягнеться.

Використати цю ідею безпосередньо для вирівнювання навантаження по рядах опори турбобура через її специфіку проблематично.

Намагання забезпечити додаткове торкання кульок з дистанційними кільцями [1] мало метою отримати розворот кульок з тим, щоб в різні проміжки часу перекочування їх відбувалось по різних колах, що дасть змогу кулькам більш тривало зберігати свою геометричну форму. Однак, автори змушені були відзначити, що дія відцентрових сил притискає кульку тільки до зовнішнього дистанційного кільця. Але поза увагою авторів залишилась кінематична невідповідність чотириточкового торкання, яка примушує кульки проковзувати в точках дотику внутрішнього дистанційного та рухомого напрямного кілець. Проковзування викликає

збільшення втрат енергії на тертя, а тому і прискорює зношування елементів опори, погіршуючи, тим самим, характеристику турбобура. Принцип чотириточкового дотику потребує додаткових досліджень щодо встановлення його доцільності.

Головна тенденція розвитку турбінного буріння - зниження частоти обертання визначається вимогами практики, а також необхідністю поліпшити ефективність процесу буріння. Перехід на використання турбобурів з підшипниками кочення дав можливість зменшити втрати на тертя порівняно з використанням гумовометалевих підшипників ковзання, понизити швидкість обертання вала турбобура з одночасним збільшенням навантаження на долото.

Однак серед частково наведених вище резервів подальшого зменшення втрат на тертя в опорі є ще один - удосконалення пристроїв віброзахисту опори. У гумовометалевих осьових та радіальних опорах, що застосовувались у турбобурах з 1938 по 1966 рік віброзахист здійснювався гумовою частиною опор. Спроби створення впродовж 1951-1957 років турбобурів з опорами кочення також базувались на гумових підкладках як амортизаторах відкритого типу. З 1968 року увага дослідників була зосереджена на створенні різних спеціальних пристроїв, які виконували роль часткового віброгасника коливань для зміни динамічних навантажень на опору турбобура та елементів бурильної колони.

Загалом за період з 1972 по 1982 рік, наприклад, їх було створено на рівні винаходів 44.

Д.С.Васильєв, Е.П.Кайданов, А.В.Мушников та ін. [42] пояснюють велику кількість конструкцій віброзахистних пристроїв недосконалістю теоретичного апарата оцінки ефективності їх дії, а також нестабільністю результатів, отриманих при бурінні навіть в аналогічних умовах.

На думку однієї частини дослідників [44-46], позитивний вплив амортизатора на функціонування елементів бурового обладнання полягає в

частковому поглинанні (розсіюванні) енергії коливань, на думку другої частини [47-49] - у зміні власної частоти коливань бурильного інструменту для запобігання резонансу.

А.Х.Мірзаджанзаде, З.Г.Керимов, М.Г.Копейкіс [50] пропонують оцінювати ефективність гасіння коливань пристроями з таким коефіцієнтом гасіння:

$$\varphi = \frac{A}{A_0} < 1, \quad (1.1)$$

де A і A_0 - відповідно амплітуди вібрації верхнього кінця колони бурильних труб за наявності в компоновці віброгасника і без нього.

Результати робіт Е.І.Ішемгужина, Б.З.Султанова та ін. [44] засвідчують, що за допомогою віброгасника можна досягти уникнення резонансу.

Найпростіше характеристики коливних систем - амплітуду, частоту, силу - можна зменшити до допустимих за допомогою відповідного вибору параметрів динамічної моделі, яка розглядається, на стадіях проектування або експлуатації [48, 49, 51]. Одним із способів зниження рівня коливань є використання демпфера для збільшення в динамічній системі сил опору коливанням, що залежать від швидкості. Основною характеристикою демпфера є розсіювання або поглинання енергії в функції швидкості. Коли цей метод не дає бажаного ефекту, застосовують спеціальні віброзахисні пристрої: віброгасник і віброізолятор. Віброгасник (поглинач) - це пристрій у вигляді додаткової підпружиненої маси, яка має назву динамічний гасник, що вводиться в машину з метою зменшення інтенсивності її коливань на основі динамічної взаємодії двох коливних систем: машини та динамічного гасника. Основними характеристиками динамічного віброгасника є інерційність та пружність, іноді внутрішня дисипація. Віброізолятор - це

пристрій, який вводить між частиною машини, яка виконує роль джерела збурення, та частиною машини, яка підлягає захисту від вібрації - об'єкт захисту, з метою зменшення змінної складової реакції, що передається з боку однієї частини машини на другу. Основними характеристиками віброізолятора є пружність і дисипативність.

Необхідним елементом обох віброзахисних систем є амортизатор, найбільш суттєвою частиною якого є пружний елемент. Внаслідок внутрішнього тертя в пружному елементі відбувається дисипація енергії коливань. Тому основною характеристикою амортизатора є пружна, а додатковою - дисипативна, хоча, окремі автори вважають, що у амортизатора відсутня дисипативна характеристика.

У класичній теорії віброзахисту [55] критеріями ефективності захисту елементів системи від вібрації вважають коефіцієнти передачі вібраційної сили (K_F) і віброзміщення (K_3), які, як показано І.І.Биховським [56], можна звести один до другого, наприклад:

$$K_3 = K_F = \frac{F_v}{F_3}, \quad (1.2)$$

де F_v - максимальне значення відновлюючої сили;

F_3 - максимальне значення збурюючої сили.

Використовуються також різні коефіцієнти динамічності, під якими розуміється відношення будь - якої величини, що характеризує динаміку системи, до значення цієї величини в статиці.

Таким чином, для ефективного віброзахисту осьової опори турбобура, як найбільш навантаженої ланки, потрібна нова конструкція дорезонансного віброізолятора. Коефіцієнт гасіння φ , наведений в роботі [50], не відповідає класичним коефіцієнтам. Якщо після введення "віброгасника" зведений коефіцієнт жорсткості буде більшим, ніж до введення (наприклад, якщо

віброгасник ввести в розрахункову модель паралельно), тоді $K_F > 1$. Тобто віброзахисний пристрій своєї функції не виконає. А тому оцінка всіх віброзахисних пристроїв, які використовуються в бурінні за єдиними класичними критеріями, дала б змогу більш об'єктивно оцінити їх ефективність, а єдина термінологія допомогла б більш корисно використати результати фундаментальних досліджень науки в бурінні.

Підводячи підсумок аналізу віброзахисних пристроїв, можна стверджувати, що проблема конструювання ефективного віброзахисного пристрою для захисту опори кочення шпинделя турбобура від значних динамічних навантажень чекає свого вирішення.

1.3. Обґрунтування доцільності поглибленого врахування нелінійності деформаційної характеристики опори шпинделя

До цього часу нелінійності, зумовлені характеристиками опори шпинделя турбобура, не враховувались.

Поздовжні коливання перерізів бурильної колони викликаються хвилеподібною формою вибою [47, 52-54] при роторному та турбінному способах буріння, як показали в своїх роботах П.В.Балицький [55], П.І.Огородников [48, 51], В.І.Векерик [49].

Сьогодні відома ціла низка математичних моделей цих збурень.

Так, зміну вертикального положення центра шарошкового долота запропонували описати рівнянням:

1) Р.А.Бадалов [56] -

$$u = r(\cos \omega_{ut} - \cos \frac{\pi}{z} \cos \beta), \quad (1.3)$$

де r - радіус периферійного вінця шарошки,

$\omega_{ш}$ - кутова швидкість шарошки,

z - кількість зубців на периферійному вінці шарошки,

β - кут нахилу цапфи до осі долота;

2) Г.А.Керимов, М.Г.Копейкіс, І.Д.Фархадов [57] -

$$u = \left(r - \frac{\delta}{3}\right) \left(1 - \cos \frac{\pi}{nz}\right) \cos\left(\frac{\beta n \omega_{ш} t}{2}\right), \quad (1.4)$$

де δ - заглиблення вінця в породу,

n - кількість шарошок долота;

3) М.Р.Мавлютов, Р.Х.Санников [58] -

$$u = r \left(1 - \cos \frac{\pi}{n}\right) \frac{\sin \beta}{\sin \omega_{ш} t}; \quad (1.5)$$

4) З.Г.Керимов, А.Х.Мірзаджанзаде, М.А.Садихов [50] -

$$u = \left(r - \frac{\delta}{3}\right) \left[\cos\left(t - \frac{\pi}{n \omega_{ш} z}\right) \omega_{ш} - \cos \frac{\pi}{nz}\right] \cos \beta. \quad (1.6)$$

У складі поздовжніх коливань бурильної колони рядом дослідників (П.Пислеєм, Д.Богі [59], П.І.Огородниковим [48]) встановлена наявність кратних, сумарних і різницевих частот, що побічно свідчить про нелінійність системи "вибій - долото - бурильна колона - гідросистема".

Аналіз параметрів вібрацій елементів бурильної колони доводить, що нелінійну характеристику в колоні з турбобуром мають [60 - 63]:

1) пружна характеристика гумових елементів і вищих кінематичних пар;

2) маятникові конструкції;

3) наявність упорних втулок, а також зазорів в кінематичних парах;

4) кінематичні пари з мікроковзанням в зонах контакту;

5) сили внутрішнього тертя амортизаторів при русі ланок в газовому або рідинному середовищах та інш.

В роботі В.І.Векерика [49] наведена квадратична пружна характеристика амортизатора марки РДБК-195

$$F_n = (A + B \frac{x}{l_n})x \quad (1.7)$$

та дисипативна характеристика

$$F_m = (C - D \frac{x}{l_n})\dot{x}, \quad (1.8)$$

де A, B, C, D - експериментально визначені постійні коефіцієнти,

l_n - довжина наповнювача.

Багаточисельність конструкцій наддолотних віброзахисних пристроїв не в останню чергу пов'язана з недостатньою вивченістю специфіки роботи таких пристроїв в компоновці бурильної колони, особливо тих, що мають нелінійні характеристики.

Так, наведений в [49] амортизатор з нелінійними характеристиками аналізується в моделі, в якій нейтралізувати або послабити потрібно лінійні коливання колони. Але ж відомо [64], що, як правило, гасники повинні здійснювати такий вид коливань, від яких потрібно захистити об'єкт - частину машини. Отже, амортизатор з квадратичною пружною характеристикою ефективно може захистити лише від коливань, які збуджуються джерелом з квадратичною нелінійністю. Це пов'язано з тим, що нелінійні ефекти є результатом прояву внутрішніх коливальних властивостей механічної системи.

Нелінійні ефекти зводяться, як відомо [64-67], до такого:

1. При дії гармонічної збудуючої сили з частотою ω в нелінійній системі можуть виникати коливання 3 типів: перший - з частотою ω - синхронні коливання; другий - з частотою $2\omega, 3\omega, 4\omega, \dots$ -супергармонічні коливання; третій - з частотою $1/2\omega, 1/3\omega, 1/4\omega, \dots$ -субгармонічні коливання.

2. Для нелінійної системи не може бути застосований принцип суперпозиції при розв'язанні рівнянь руху. Це проявляється в тому, що: сума двох або декількох часткових розв'язків системи не є розв'язком цієї системи; реакція нелінійної системи на дві або декілька одночасних дій не дорівнює сумі реакцій цієї системи на кожен з дій, що прикладається окремо.

3. Частота власних коливань нелінійної системи залежить від амплітуди цих коливань.

4. Існують такі критичні частоти ω_i і ω_n , при яких відбувається стрибкоподібна зміна амплітуди (зрив) коливань (рис.1.3 - точки 7 і 3).

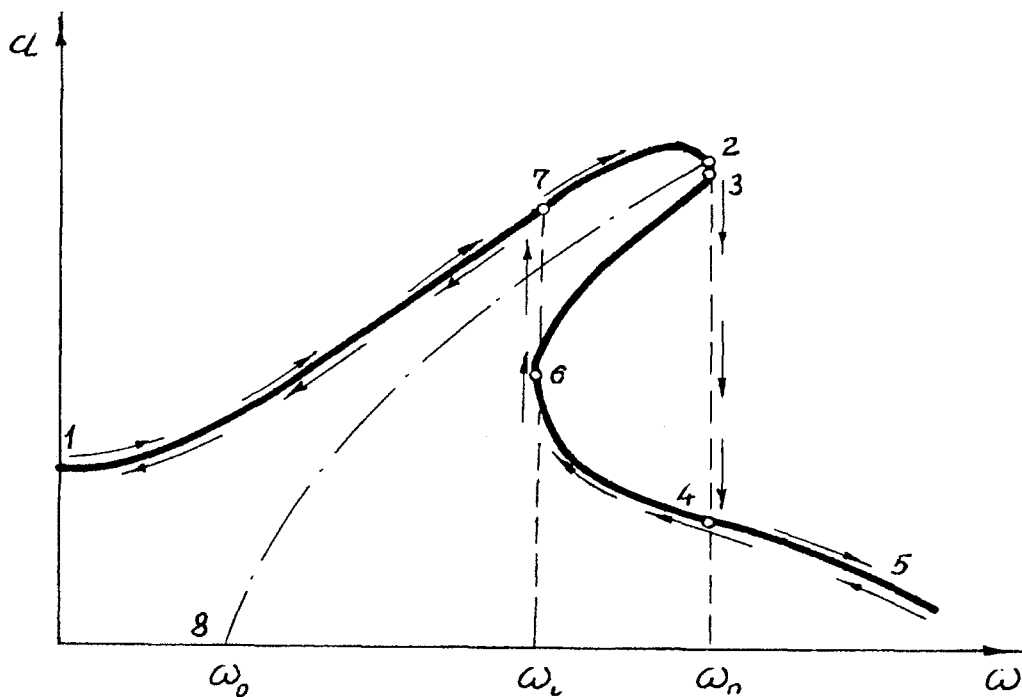


Рис. 1.3. Амплітудно-частотна характеристика нелінійної системи

5. На амплітудно - частотних характеристиках мають місце ділянки (7-3 і 4-6 на рис. 1.3), які можуть бути досягнуті при зміні частоти обертання турбобура тільки в одну сторону (ділянка 7-2 при збільшенні частоти від ω_1 до ω_n , а ділянка 4-6 тільки при зменшенні частоти від ω_n до ω_1 (рис.1.3). Існують режими роботи турбобура, які відповідають нестійким його станам і не можуть бути реалізованими (ділянка 6-3 на рис.1.3).

6. Якщо змінити амплітудне значення збурюючої сили (наприклад, зменшити), то амплітудно-частотна крива відповідним чином зміщується, але точка екстремуму рухається вздовж так званої скелетної лінії (лінія 2-8 на рис. 1.3), залишаючись на ній (точці 8 відповідає власна частота ω_0 осі абсцис). Це призводить до відповідної зміни «резонансної» частоти.

У зв'язку з ефектами 1-6 у нелінійних системах відпадає поняття резонансу. Тому вказаний в п.1.1 критерій уникнення резонансу (1.2) непридатний для оцінки ефективності застосування нелінійних віброзахисних пристроїв.

Експериментальному та аналітичному (в лінійній постановці) дослідженням коливних процесів в турбінному бурінні з охопленням в системі і його опори присвячені роботи [29, 52, 63, 68, 69]. В них переконливо засвідчено, що найбільш слабкою та навантаженою ланкою є осьова опора. Є.І.Ішемгужин [70] докладно дослідив поздовжні нелінійні коливання вала турбобурів ЗТСШ1-195 та А7Ш та віброізоляцію їх при дії випадкового навантаження на вал (випадок силового збудження). Однак ці дослідження стосувалися нелінійностей типу "ламана пружна характеристика" стосовно гумових упорів підп'ятників шпинделя і зазора в системі "вал-корпус турбобура". Пружна характеристика гуми приймалась лінійною, а в деяких задачах не враховувалась. В даний час має місце ряд публікацій з динаміки загальних систем з нелінійностями [44, 62, 65, 71].

Однак серед них немає жодної, яка б розглядала нелінійність типу "півкубічна пружна характеристика", що характерна для пари " кулька -

площина “, не кажучи вже про специфічні нелінійності пружно-дисипативного характеру, які має ціла низка віброзахисних пристроїв.

Висновки

Таким чином, доцільно вивчити вплив нелінійної пружної характеристики опори на підсистему " турбобур - бурильна колона "; оцінити ефективність віброзахисту опори за допомогою амортизатора оболонкового типу за критеріями стійкості та коефіцієнта динамічності; синтезувати та якісно проаналізувати удосконалений віброізолятор для опори шпинделя в напрямку використання частки коливної енергії долотом і зменшення коефіцієнта динамічності; науково обґрунтувати принципи сепарації тіл кочення опори шпинделя турбобура тілами кочення; вдосконалити схеми вирівнювання як попередньої затяжки пакетів кілець багаторядної опори, так і передачі осьового зусилля по рядах і тілах кочення опори.

РОЗДІЛ 2

ВІБРАЦІЇ В СИСТЕМІ “ДОЛОТО -ОПОРА ШПИНДЕЛЯ ТУРБОБУРА” З ВРАХУВАННЯМ ПРУЖНОСТІ КУЛЬОК

Як показав аналіз попередніх досліджень, при моделюванні роботи турбобура не враховувалась нелінійність характеристики у вигляді залежності пружної сили від деформації, яка виникає в кінематичній парі “кулька - напрямне кільце насипного підшипника”. Крім того, не аналізувався вплив несепарованості кульок, а також їх чотириточкове торкання до напрямних на надлишкові в'язі, кількість яких впливає на вибір розрахункової моделі для описання роботи такої насипної опори в системі “долото - опора шпинделя турбобура - бурильна колона”. В цьому розділі зроблена спроба усунути вказані недоліки, а також визначити, як впливає вказана нелінійна характеристика пружної сили на роботу системи та показати ті режими роботи турбобура, які б дали змогу експлуатувати його в стійких зонах.

2.1. Структурний аналіз насипної кулькоопори

Для обґрунтування типу розрахункової динамічної моделі, яка б задовольняла практику буріння, потрібно проаналізувати специфіку структури безсепараторної кулькової опори.

Вважаємо, що: 1) виконується принцип чотириточкового торкання [2]; 2) має місце непрямолінійність осі свердловини; 3) попередній натяг не порушується при найнесприятливішому випадку експлуатації турбобура; 4) деформації кульки мають місце тільки в двох точках контакту.

Останнє припущення базується на тому, що в процесі обертання кульки під дією відцентрових сил виникають деформації елементів кінематичних пар "кулька-дистанційне кільце" (рис.1.1) та "кулька-кулька" на декілька порядків менші, ніж пари "кулька-напрямне кільце"; 5) деформації кілець відбуваються по вертикалі.

Підрахуємо кількість надлишкових в'язей в опорі, спираючись на розробки О.Г.Озола [72], спочатку без врахування пружності ланок

$$\sigma = \sum S_i - S, \quad (2.1)$$

де $\sum S_i = i(Sn - 1)$ - сума фактично накладених зв'язків кінематичним з'єднанням, якому в структурному відношенні еквівалентна опора,

$S = 6 - f$ - мінімальне число в'язей, що потрібно для забезпечення необхідної рухомості пари "вал-корпус турбобура";

n - кількість кульок в ряді підшипника;

i - кількість рядів підшипника;

f - рухомість.

В таблиці 2.1 наведені результати підрахунку σ при різній кількості рядів опори.

Таблиця 2.1.

Структурні параметри опор шпинделів турбобурів при різній кількості рядів в багаторядному підшипнику

i	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
n	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22	22
σ	431	540	649	758	867	976	1085	1194	1303	1412	1521	1630	1739	1848
σ_n	229	288	348	406	465	526	583	642	701	760	819	878	937	996

Згідно з [72], кожний пружний зв'язок дає 1 ступінь вільності. Тому з врахуванням пружності ланок ступінь статичної невизначеності зменшується, що видно з формули

$$\sigma_n = \sigma - 2([3i + 1] + ni) = \sigma - 2[1 + (n + 3)i]. \quad (2.2)$$

Для $n=22$ значення σ_n наведені в таблиці 2.1.

Як відомо з [73, 74], одним з головних показників якості конструкції підшипника як кінематичного з'єднання є кількість надлишкових в'язей.

На основі вище наведеного можна зробити такі висновки:

1. Насипна опора має надмірно велику кількість надлишкових в'язей, яка вимагає великої точності виготовлення, викликає появу додаткових напружень, веде до нерівномірного розподілу навантаження, не дає змоги самоустановлюватись елементам опори у відповідності з похибками при виготовленні та монтажі, знижує довговічність опори та зумовлює додаткові втрати енергії турбобура.

2. Динамічний аналіз закономірностей руху всіх елементів опори є непосильним на сьогоднішній день завданням. Потрібно обмежитись моделюванням на більш низькому рівні, наприклад, за допомогою моделей зведення.

3. Існує проблема поступового усунення надлишкових в'язей із забезпеченням елементам опори невеличких рухів, які потрібні для компенсації неточностей виготовлення, монтажу та локальних деформацій, що характерно для статично визначених механізмів.

2.2. Зведення параметрів жорсткості опори

Зведення параметрів жорсткості потрібне для складання спрощеної динамічної моделі опори у вигляді ланки зведення з пружно- дисипативним зв'язком.

З урахуванням паралельного торкання кульок, послідовного розташування напрямних та дистанційних кілець (рис.1.1) корпусу та вала, турбобура, паралельного розташування цих пар та кульок в ряду (рис.2.1, а); послідовного розміщення рядів опори (рис.2.1, б) та припускаючи, що підшипниковий вузол зібрано без зазора для зведеного коефіцієнта жорсткості C_0 опори (рис.2.1, в) маємо, якщо нахил напрямної площини кільця до горизонталі прийняти рівним 30°

$$C_0 = \frac{C_6 C_2 C_3}{i C_2 C_3 + C_2 C_6 - C_6 C_3} , \quad (2.3)$$

де $C_3 = \frac{C_{31} C_{32}}{2 C_{32} + C_{31}} + C_{34}$ - коефіцієнт жорсткості внутрішнього напрямного кільця;

$$C_{31} = \frac{[D_{cp}^2 - (D_{cp} - d)^2] \pi E}{2 d t g 30^\circ} ; \quad C_{32} = \frac{(D_{cp} - d) \ln \left(\left[2 D_{cp} - 1.5 d \right] t g 30^\circ \right) \pi E}{2 t g 30^\circ \ln (0.5 d t g 30^\circ)} ;$$

D_{cp} - середній діаметр підшипника;

d - діаметр кульки;

E - модуль Юнга;

l - довжина дистанційного кільця;

$$C_{34} = \frac{[(D_{cp} - d)^2 - D_1^2] \pi E}{4 l} - \text{коефіцієнти вертикальної жорсткості}$$

характерних ділянок внутрішнього напрямного кільця [75];

$$C_4 = \frac{C_{41}C_{42}}{C_{41} + 2C_{42}} + C_{44} \quad - \text{ коефіцієнт жорсткості зовнішнього напрямного}$$

кільця;

$$C_{44} = \frac{[D^2 - (D_{cp} - d)^2] \pi E}{4l}; \quad C_{41} = \frac{[(D_{cp} + d)^2 - D_{cp}^2] \pi E}{4(l - dtg30^\circ)};$$

D - зовнішній діаметр підшипника;

$$C_{42} = \frac{(D_{cp} + d) \ln[(2D_{cp} + 2.5d)tg30^\circ] \pi E}{2tg30^\circ \ln(0.5dtg30^\circ)} \quad - \text{ коефіцієнти вертикальної}$$

жорсткості характерних ділянок зовнішнього напрямного кільця;

$$C_6 = \frac{C_1C_3}{C_1 + C_3} + \frac{C_2C_4}{C_2 + C_4} + C_5 \quad - \text{ коефіцієнт жорсткості одного ряду насипної}$$

кулькової опори;

$$C_1 = \frac{[(D_{cp} - d)^2 - D_1^2] \pi E}{4l_1} \quad - \text{ коефіцієнт жорсткості внутрішнього}$$

дистанційного кільця;

D_1 - внутрішній діаметр підшипника;

$$C_2 = \frac{[D^2 - (D_{cp} + d)^2] \pi E}{4l_1} \quad - \text{ коефіцієнт жорсткості зовнішнього}$$

дистанційного кільця;

$$C_5 = n_k C_{51} \quad - \text{ зведений коефіцієнт жорсткості кульок одного ряду;}$$

n_k - кількість кульок в ряді;

$$C_{51} = \frac{L}{K} \quad - \text{ коефіцієнт жорсткості однієї кульки;}$$

$$L = \sqrt[3]{F_0}; \quad K = 1,55 \cdot \sqrt{\frac{\sin \alpha}{4E^2 d}} \quad - \text{ відповідно змінний та постійний члени}$$

коефіцієнта жорсткості однієї кульки [76];

F_0 - осьове зусилля.

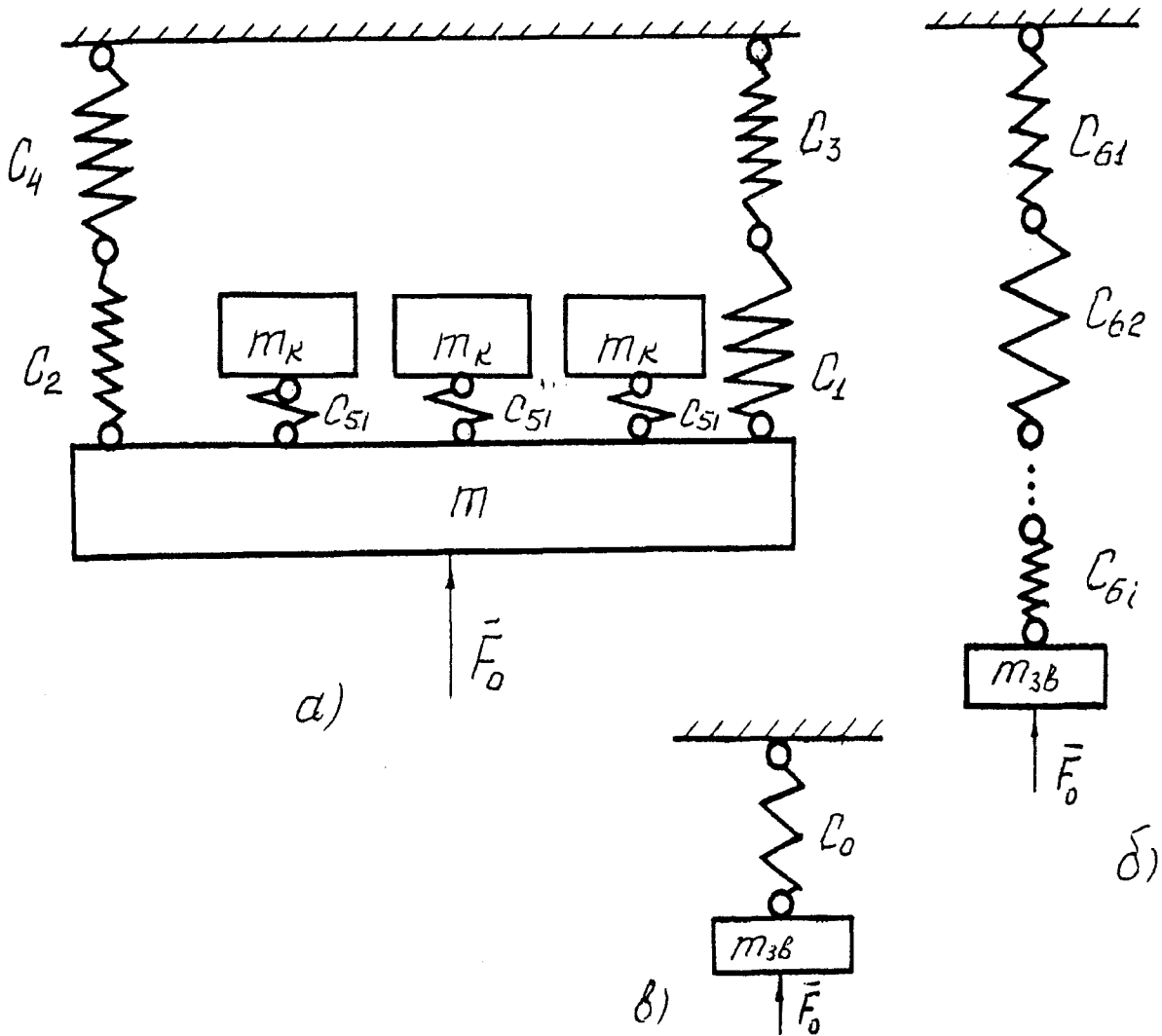


Рисунок 2.1. Схеми для розрахунку зведеної жорсткості опори шпинделя турбобура.

Закон зміни зведеного коефіцієнта жорсткості опори в функції осьового навантаження F_0 наведений на рис.2.2, що побудований за результатами розрахунку на ЕОМ (дані для розрахунку і програма наведені в додатку А) . Характер зміни цього коефіцієнта доводить, що врахування нелінійної пружної характеристики кульок при їх контакті з напрямними кільцями робить її м'якою.

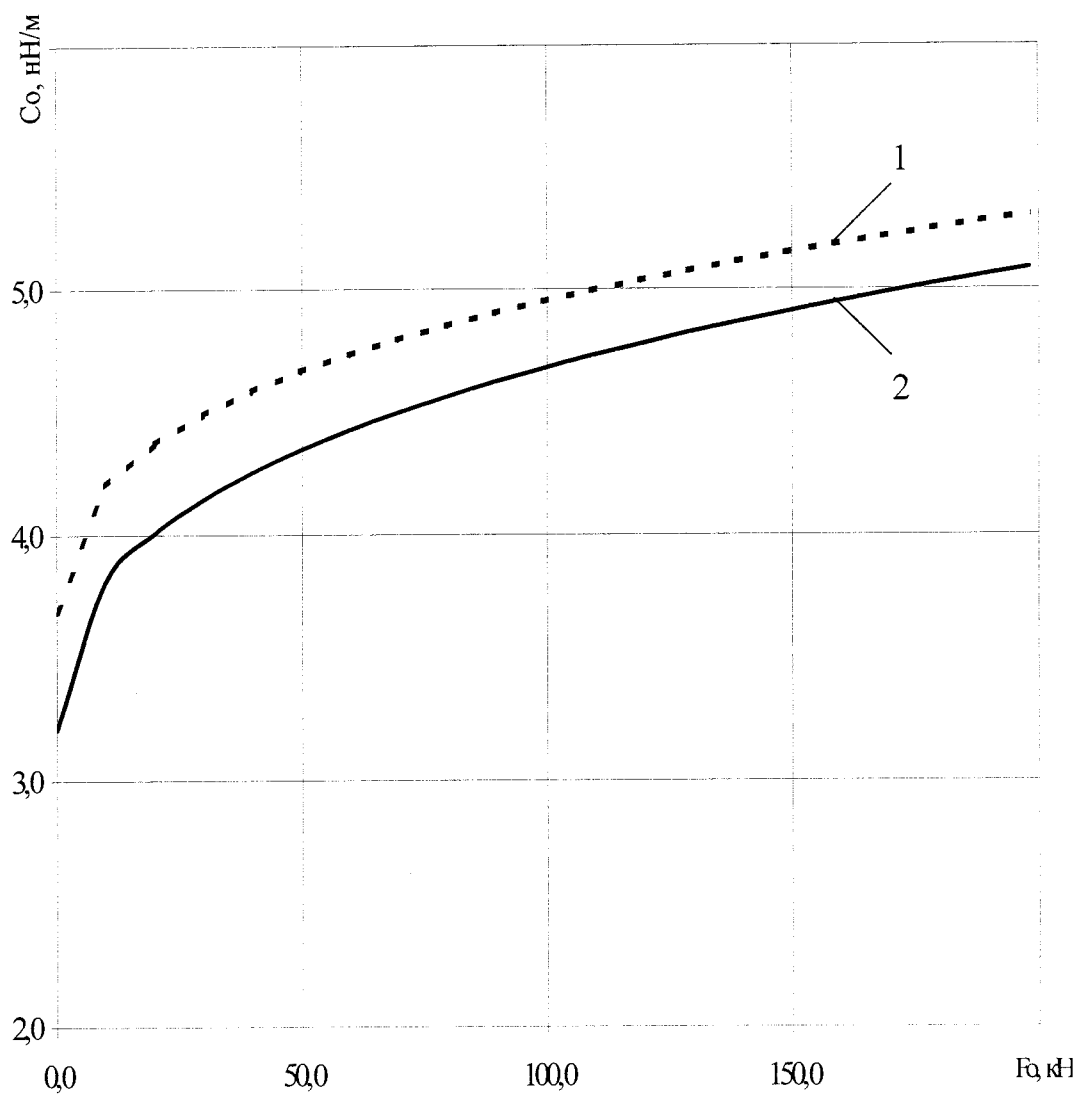


Рисунок 2.3 Розрахункові залежності жорсткості C_o опори шпінделя турбобура від осьового навантаження F_o , при зміні діаметра опори D .

1- $D = 0.205$ м;

2- $D = 0.165$ м.

2.3. Осьові вібрації опори кочення

Вважаємо, що

- 1) вплив елементів бурильної колони, що знаходяться над опорою, враховано в рівнянні руху перерізу, який розглядається;
- 2) турбобур розташований в стиснутій обважненій частині колони;
- 3) збудження коливань діє з боку долота, тобто долото та перехідник, які знаходяться під опорою, мають однакові зміщення [50];
- 4) розглядається шпindel з тілами кочення у вигляді кульок.

Припущення 3 підтверджується результатами дослідів [55, 63, 77-80].

Сила попереднього підтиснення $F_0 = C_{зв}y_0$, де y_0 - попередній натяг, не враховується через те, що в рівнянні руху буде фігурувати з різними знаками одна й та ж величина [46].

Якщо на опору будуть діяти вібрації з відомим законом $u_3 = f_3(t)$, викликані колоною 3 (рис.2.3, а), і вібрації з відомим законом $u_2 = f_2(t)$ з боку долота через нижню частину бурильної колони 2, (розрахункова схема на рис.2.3, б), то згідно з [14] завжди можна цей випадок звести до розрахункової схеми на рис.2.3, в.

Узагальнений випадок системи з розрахунковою схемою рис.2.3, в відноситься до класу кінематично збурених. Його рівняння руху має вигляд

$$m(\ddot{y} + \ddot{u}) + \xi \dot{y} + C_{зв}y = 0, \quad (2.4)$$

де m - зведена маса опори та нижньої частини колони, яка складається з суми мас елементів шпнделя, нижньої частини бурильної колони та долота;

$\ddot{u} = -\omega_{ш}^2 \left(r - \frac{\delta}{3} \right) \cos \beta_{ш} \cos \left(\omega_{ш} t - \frac{\pi}{n_3 z_{ш}} \right)$ - прискорення долота, отримане із залежності (1.6);

ξ - зведений коефіцієнт в'язкого тертя в матеріалі елементів опори;

n_3 - кількість шарошок долота;

$z_{ш}$ - кількість зубців периферійного вінця шарошки;

$\omega_{ш}$ - кутова швидкість шарошки;

$\beta_{ц}$ - кут нахилу цапфи до осі долота;

r - радіус периферійного вінця шарошки;

δ - заглиблення вінця в породу;

$C_{зв}=C_0$ - зведений коефіцієнт жорсткості (див.2.2).

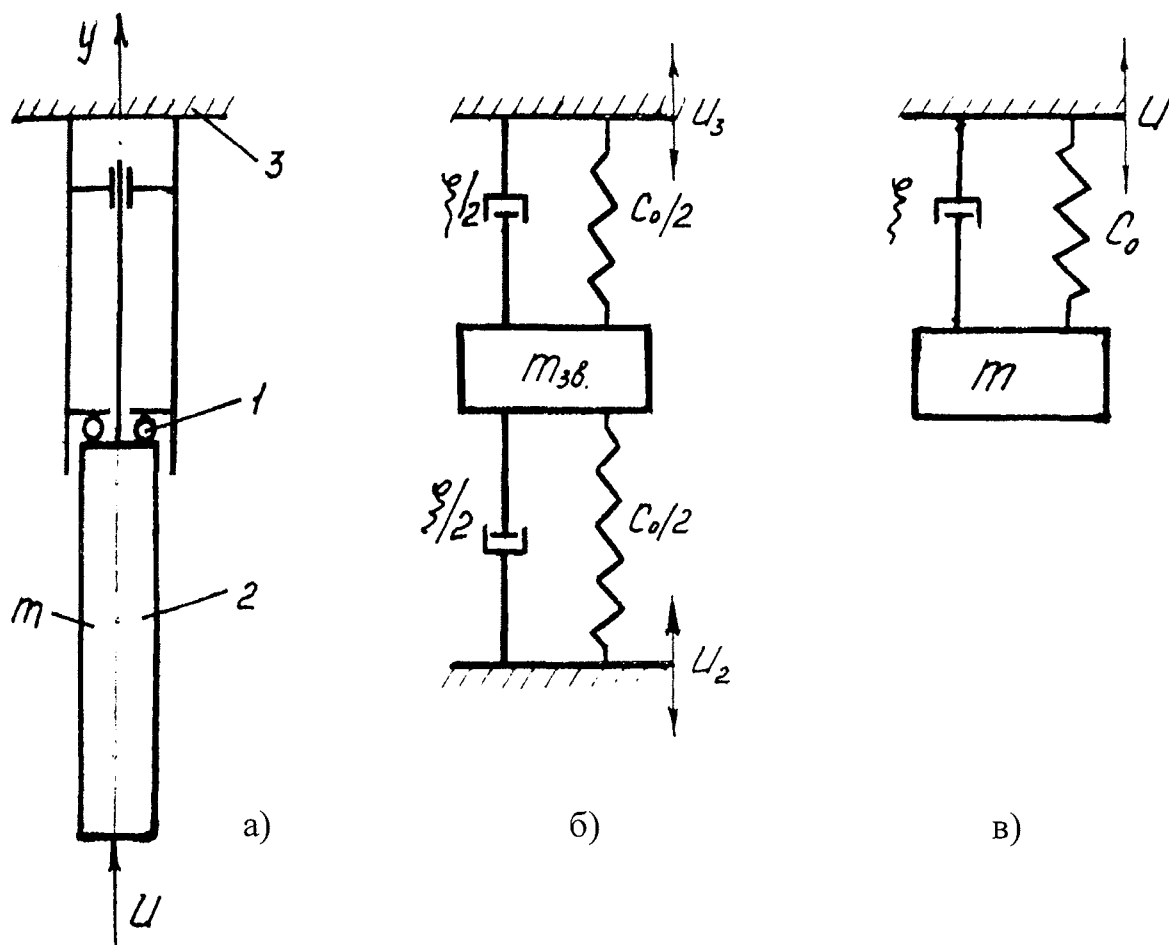


Рисунок 2.3. Розрахункові схеми зведення кінематичних збурень.

Підставимо в (2.4) $C_{зв}$ з (2.3), виділяючи лінійну та нелінійну частини пружної характеристики

$$m\ddot{y} + \xi\dot{y} + Cy + \beta y^{3/2} = m[\alpha \cos \omega_{ш} t + \gamma \sin \omega_{ш} t], \quad (2.5)$$

$$\text{де } \alpha = \left(r - \frac{\delta}{3}\right) \cos \beta_y \omega_{ш}^2 \cos\left(\frac{\pi}{n_3 z_{ш}}\right) \quad \text{і}$$

$$\gamma = \left(r - \frac{\delta}{3}\right) \cos \beta_y \omega_{ш}^2 \sin\left(\frac{\pi}{n_3 z_{ш}}\right) - \text{коефіцієнти [30].}$$

Наявність у рівнянні (2.5) члена, який характеризує півкубічну пружну характеристику, є головною відмінністю запропонованої теорії від попередніх математичних досліджень, присвячених розв'язанню аналогічної задачі [47, 48, 49, 52, 82]. Вказаний член характеризує закон контактної деформації геометричних елементів кінематичної пари "сферична поверхня кульки-площина напрямних кілець" (рис.1.1).

З метою надання аналізу певного узагальнення, що поширюється на групу динамічно подібних опор кочення, а також зведення до мінімуму числа параметрів, від яких залежить поведінка коливної системи, введемо такі безрозмірні параметри [81]:

$$D_0 = \frac{\xi}{\sqrt{cm}} \quad - \text{ безрозмірний коефіцієнт демпфування;}$$

$$\mu = \frac{\beta}{\sqrt{c^3}} \sqrt{(\alpha^2 + \gamma^2)m^2} - \text{ безрозмірний коефіцієнт нелінійної частини}$$

відновлюючої сили;

$$\eta = \omega_{ш} \sqrt{\frac{m}{c}} \quad - \text{ безрозмірний параметр розналагоджування;}$$

$$x = \frac{yc}{\sqrt{m^2(\alpha^2 + \gamma^2)}} \quad - \text{ безрозмірне вібропереміщення;}$$

$$\tau = t \sqrt{\frac{c}{m}} \quad - \text{ безрозмірний час;}$$

$A = \frac{\alpha}{\sqrt{\alpha^2 + \gamma^2}}$ - безрозмірне прискорення косинусоїдної складової збурюючої сили інерції;

$B = \frac{\gamma}{\sqrt{\alpha^2 + \gamma^2}}$ - безрозмірне прискорення синусоїдної складової збурюючої сили інерції.

Тоді рівнянні (2.5) набуде вигляду

$$\ddot{x} + D_0 \dot{x} + x + \mu x^{3/2} = A \cos \eta \tau + B \sin \eta \tau. \quad (2.6)$$

Будемо шукати розв'язок рівняння (2.6) для основних резонансних коливань у зв'язку з тим, що згідно з [84] вони є переважаючими. Вважаючи, що коефіцієнти D_0 і μ дуже малі порівняно з одиницею, маємо

$$x = a \cos \eta \tau + b \sin \eta \tau + z, \quad (2.7)$$

де z враховує асиметрію віброграми, пов'язану з наявністю заглиблення вінця в породу. Коефіцієнти a, b і z є повільно змінними функціями часу [64] в загальному режимі роботи опори та постійними величинами при усталеному режимі роботи (додаток Б).

Рівняння гармонічного балансу [84] мають такий вигляд:

$$\sqrt{z^3} + \mu z^2 + 0.25 \frac{\mu \eta}{\pi} (a^2 + b^2) = 0; \quad (2.8)$$

$$D_0 \dot{a} - a\dot{\eta} + 2\dot{b}\eta + bD_0 + a + 1.5\mu a\sqrt{z} = A; \quad (2.9)$$

$$-2\dot{a}\eta - b\dot{\eta}^2 + D_0 \left(\dot{b} - a\dot{\eta} \right) + b + 1.5\mu b\sqrt{z} = B. \quad (2.10)$$

Умова існування усталеного режиму роботи вимагає рівності нулю \dot{a} і \dot{b} .

Тому для цього режиму маємо таку систему рівнянь для знаходження невідомих a, b та z :

$$\begin{cases} a = \left[(1 - \eta^2 + 1.5\mu\sqrt{z})b - B - D_0\eta a \right] \frac{1}{2\eta} = 0; \\ b = \left[(\eta^2 - 1 - 1.5\mu\sqrt{z})a + A - D_0\eta b \right] \frac{1}{2\eta} = 0; \\ \sqrt{z}^3 + \mu z^2 + 0.25 \frac{\mu\eta}{\pi} (a^2 + b^2) = 0. \end{cases} \quad (2.11)$$

За допомогою системи рівнянь (2.11) за результатами розрахунку на ЕОМ з використанням системи Mathcad будемо сепаратрису $b=f(a)$ (рис.2.4) [61], що ділить площину Хаясі на стійку та нестійку зони.

Оскільки в нелінійних системах [45, 64] можливе існування декількох положень рівноваги і має місце неоднозначність залежності амплітуди збурення коливань від частоти гармонійної змушуючої сили (в нашому випадку - сили інерції), тому потрібно проаналізувати зони стійкості руху.

Для цього дослідимо стійкість отриманих в (2.11) розв'язків за допомогою коренів характеристичного рівняння [84, 85], яке відповідає лінеаризованій системі у варіаціях

$$\begin{vmatrix} -0,5D_0 - \lambda & (1 + 1,5\mu\sqrt{z} - \eta^2) \frac{1}{2\eta} & \frac{0,375\mu b}{\eta\sqrt{z}} \\ (1 + 1,5\mu\sqrt{z} - \eta^2) \frac{-1}{2\eta} & -0,5D_0 - \lambda & \frac{0,375\mu a}{\eta\sqrt{z}} \\ \frac{0,5\mu\eta a}{\pi} & \frac{0,5\mu\eta b}{\pi} & 1,5\sqrt{z} + 2\mu z \end{vmatrix}, \quad (2.12)$$

яке можна уявити у вигляді $a_2\lambda^2 + a_1\lambda + a_0 = 0$, де λ - варіації.

Проаналізуємо знаки рівняння (2.12)

$$a_1 = - \left| \begin{array}{cc} -0,5D_0 & \frac{0,375\mu b}{\sqrt{z}\eta} \\ \frac{0,5\eta\mu a}{\pi} & \frac{0,5\eta\mu a}{\pi} \end{array} \right| - \left| \begin{array}{cc} -0,5D_0 & \frac{0,375\mu a}{\sqrt{z}\eta} \\ \frac{0,5\eta\mu b}{\pi} & 1,5\sqrt{z} + 2\mu z \end{array} \right| = D_0(1,5\sqrt{z} + 2\mu z);$$

$$a_2 = 1,5\sqrt{z} + 2\mu z;$$

тобто знаки у a_1 і a_2 однакові, а тому стійкість руху буде визначатися за правилом вертикальних дотичних, наприклад, до сепаратриси $b=f(a)$ (рис. 2.4).

Як видно з рис. 2.4, нелінійна пружність кульок у двадцятирядній опорі шпинделя турбобура А7Н4С не впливає на стійкість його роботи до значення $a=0,0069807$; $b=0,99983$.

Сила, що передається опорою колоні та турбобуру, визначиться, як

$$Q_\kappa = \left\{ -D_0\eta(bc\cos\eta\tau - a\sin\eta\tau) - a\cos\eta\tau - b\sin\eta\tau - z - \mu[ac\cos\eta\tau + b\sin\eta\tau + z]^{3/2} \right\} m\sqrt{\alpha^2 + \gamma^2} = - \left\{ [D_0\eta\cos(\eta\tau + \zeta) + \sin(\eta\tau + \zeta)]\sqrt{a^2 + b^2} + z + \mu[\sqrt{a^2 + b^2} \sin(\eta\tau + \zeta) + z]^{3/2} \right\} m\sqrt{\alpha^2 + \gamma^2}, \quad (2.13)$$

де $\zeta = \arctg(a/b)$.

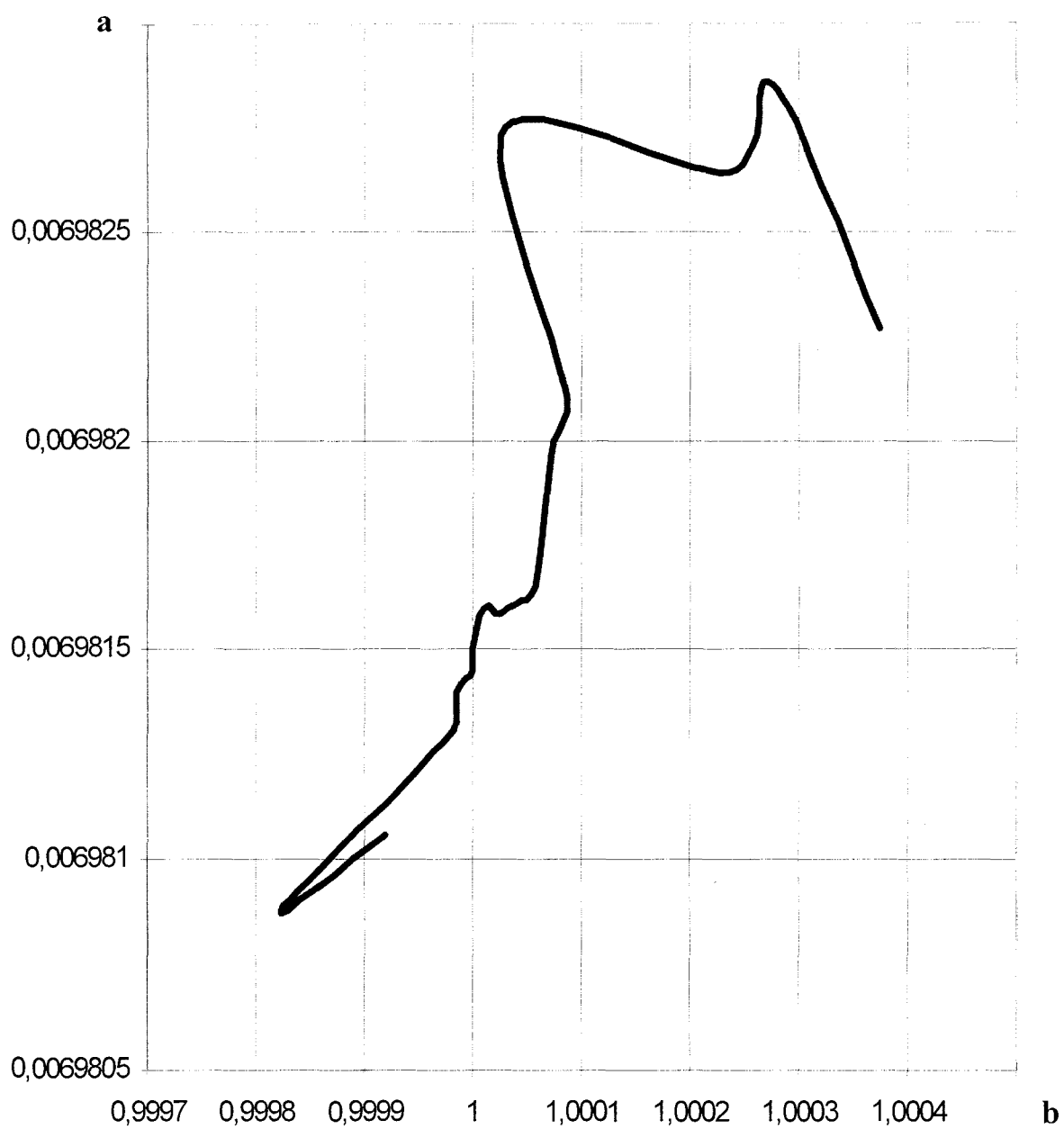


Рисунок 2.4. Сепаратриса $a=f(b)$.

Коефіцієнт передачі сил опорою можна визначити за допомогою формули

$$K_{ck} = \frac{Q_{\max}}{m\sqrt{(A^2 + B^2)(\alpha^2 + \gamma^2)}}, \quad (2.14)$$

який при максимальній силі пружності, більшій за максимальну силу демпфування, дорівнює

$$K_{cnk} = \frac{\tau - z + \mu(\tau + z)^{3/2}}{\sqrt{A^2 + B^2}}, \quad (2.15)$$

а при зворотньому співвідношенні-

$$K_{cdk} = \frac{D_0 \eta \tau + z + \mu z^{3/2}}{\sqrt{A^2 + B^2}}. \quad (2.16)$$

Таким чином, при експлуатації швидкість обертання вала турбобура потрібно встановлювати так, щоб потрапити в одну зі стійких зон (рис.2.4).

Висновки

1. Вперше встановлено, що насипна опора з діапазоном рядів від 4 до 17 має від 1848 до 229 надлишкових в'язей, тому доцільним є моделювання опори зведеною ланкою та зведеним зв'язком.

2. Встановлено, що залежність зведеного коефіцієнта жорсткості опори від навантаження має м'яку нелінійну характеристику з відхиленням від лінійності для турбобура А7Н4С в межах до 5 %.

3. Нелінійна пружна характеристика опори насипного типу обмежує стійкі режими експлуатаційної швидкості обертання вала шпинделя турбобура, які визначаються з системи рівнянь гармонічного балансу (2.8-2.10), причому найменші амплітуди коливань будуть при робочому діапазоні швидкостей від розгінної до найближчої до неї.

РОЗДІЛ 3

ВІБРОЗАХИСТ ОПОРИ ШПИНДЕЛЯ ТУРБОБУРА

Сьогодні ще недостатньо використовуються віброзахисні пристрої для покращання ефективності процесу буріння свердловин з застосуванням вибійних двигунів - турбобурів з опорними вузлами кулькового типу. З практики [49, 71, 87-96] та теорії [49, 53, 69, 97-101] відомо, що при зміні жорсткості та лінійного в'язкого опору віброзахисних пристроїв можна підсилювати або ослаблювати динамічні зусилля в перерізах бурильної колони.

Однак це стосується лінійних систем, а опора шпинделя турбобура є нелінійною системою.

Нижче проаналізована можливість віброзахисту осьової кулькової опори, яка має нелінійну деформаційну характеристику. Передача гармонічних коливань через неї має свою специфіку. Якщо в лінійних віброзахисних системах можна досягти зменшення амплітуди коливань з коефіцієнтом динамічності, меншим за 1, то в нелінійних системах за допомогою віброзахисних пристроїв досягаються інші ефекти: виведення системи з небезпечної зони коливань в зону усталеності; уникнення параметричного та субгармонічних резонансів; уникнення автоколивань і релаксаційних коливань.

При аналізі стійкості руху традиційний метод базується на припущенні, що всі збурення малі. Але сьогодні відсутній чіткий критерій - наскільки малим повинно бути збурення, щоб можна було без збитків для практики використовувати методи малого параметра або лінеаризації. При використанні методу малого параметра неможливо: пояснити явища, які спостерігаються при переході через нелінійний резонанс, коли амплітуди та

фази, що відповідають зменшенню та збільшенню частот, різні; оцінити величину додаткового збурення, яке викликає перехід від одного стаціонарного (усталеного) режиму до іншого.

3.1. Обґрунтування розрахункової схеми для вивчення роботи осьової опори з віброзахисним пристроєм

У турбобурі виділимо дві підсистеми (рис.3.1) тіла О та Д, які з'єднані між собою зв'язками A_c .

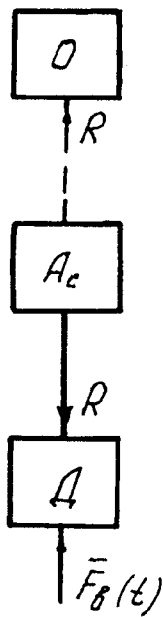


Рисунок 3.1. Підсистеми турбобура.

До підсистеми Д - джерела коливань, в якій безпосередньо відбуваються фізичні процеси, що викликають коливання, віднесемо долото та частину бурильної колони, яка розташована знизу від опори. До підсистеми О - об'єкта віброзахисту, коливання в якій необхідно зменшити, віднесемо опору та всі елементи колони з турбобуром, які розташовані вище опори. Сили виникають у віброзахисному пристрої, котрий виконує роль A_c - зв'язку

О з Д, викликають додаткові коливання об'єкта О - динамічні складові, необхідно зменшити до можливого рівня.

Оскільки маса тіла О значно більша за масу тіла Д, можна наближено вважати тіло О нерухомим, як показано на рис.3.2. Цю задачу можна трактувати як захист основи від вібрації, яку збуджує сила $F(t)$. За допомогою пружно-дисипативного елемента A_c треба створити такий режим руху, який ініціюється заданими збуреннями від сили $F_b(t)$, коли реалізується мета захисту - послаблення передачі вібрацій на опору турбобура від долота.

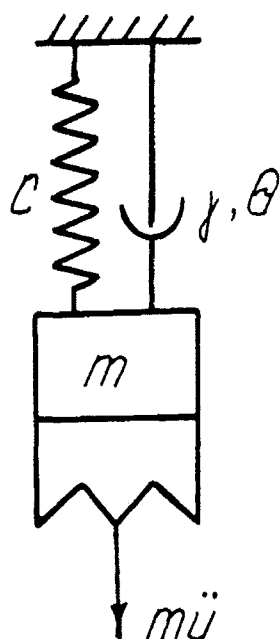


Рисунок 3.2. Схема для моделювання віброізолятора.

На рис. 3.2 C - жорсткість; γ і θ - відповідно коефіцієнти дисипації лінійної та нелінійної частин.

Вважаємо, що з нелінійними демпфуючого виду $(\gamma + \theta x) \dot{x}$ та пружного виду характеристиками $(C + Bx)x$ [49] віброзахисний пристрій установлений

для захисту опори безпосередньо перед нею зі сторони долота з метою послаблення передачі коливань долота опорі.

Рівняння руху джерела D збудження коливань, яке моделюємо масою m , буде мати вигляд

$$m \left(\ddot{y} + \ddot{u} \right) + (\gamma + \theta \dot{y}) \dot{y} + (C + B y) y = 0, \quad (3.1)$$

де \ddot{u} - прискорення руху центра долота;

m - зведена маса нижньої частини колони та віброзахисного пристрою.

Введемо в рівняння (3.1) такі безрозмірні параметри (див. п. 2.3)

$$\varphi = \frac{-\theta m \sqrt{\alpha^2 + \gamma^2}}{\sqrt{c^3}} \quad - \text{ безрозмірний параметр нелінійної дисипації;}$$

$$M = \frac{\beta m \sqrt{\alpha^2 + \gamma^2}}{c^2} \quad - \text{ безрозмірний параметр квадратичної складової}$$

відновлюючої сили.

Тоді рівняння (3.1) набуде безрозмірної форми

$$\ddot{x} + D_0 \dot{x} + \varphi x \dot{x} + x + M x^2 = A \cos \eta \tau + B \sin \eta \tau. \quad (3.2)$$

Будемо розв'язувати цю задачу, як і попередню, для основного резонансу методом амплітуд, які повільно змінюються [84]. Розв'язок рівняння шукаємо у вигляді

$$x = a \cos \eta \tau + b \sin \eta \tau + z. \quad (3.3)$$

Аналогічно до п. 2.3.2 можна записати

$$\dot{a} = \frac{1}{2\eta} \left[b(1 + 2Mz - \eta^2) - a(D_0 + \varphi z)\eta - B \right] = 0; \quad (3.4)$$

$$\dot{b} = \frac{1}{2\eta} \left[-a(1 + 2Mz - \eta^2) - b(D_0 + \varphi z)\eta + A \right] = 0; \quad (3.5)$$

$$z + M \left[z^2 + (a^2 + b^2) \right] = 0. \quad (3.6)$$

З рівнянь (3.4) і (3.5) після деяких перетворень отримуємо

$$r^2 = a^2 + b^2 = \frac{(Aa + Bb)\eta\varphi - 2M(Ab - Ba)}{(\varphi - 2MD_0)\eta}; \quad (3.7)$$

$$z_{1,2} = \frac{-4M - 2(D_0\varphi - 2M)\eta^2 - M^{-1}}{2(\varphi^2\eta^2 + 4M^2 + 1)} \pm \frac{\sqrt{\left[4M - 2(D_0\varphi - 2M)\eta^2 - M^{-1}\right]^2 - 4(1 - \eta^2)^2(\varphi^2\eta^2 + 4M^2 + 1)}}{2(\varphi^2\eta^2 + 4M^2 + 1)}; \quad (3.8)$$

$$L = \sqrt{z \left(z - \frac{1 - Mz}{M} \right)}. \quad (3.9)$$

За результатами розрахунку на ЕОМ з використанням системи Mathcad (дані для розрахунку наведені в додатку Д) будемо сепаратриси а(в) згідно з рівнянням (3.7), (рис.3.3) і амплітудну характеристику L(η) (рис.3.4) за рівнянням (3.9), куди z потрібно підставити з рівняння (3.8), приймаючи знак "-" перед радикалом, що задовольняє фізичному змісту задачі.

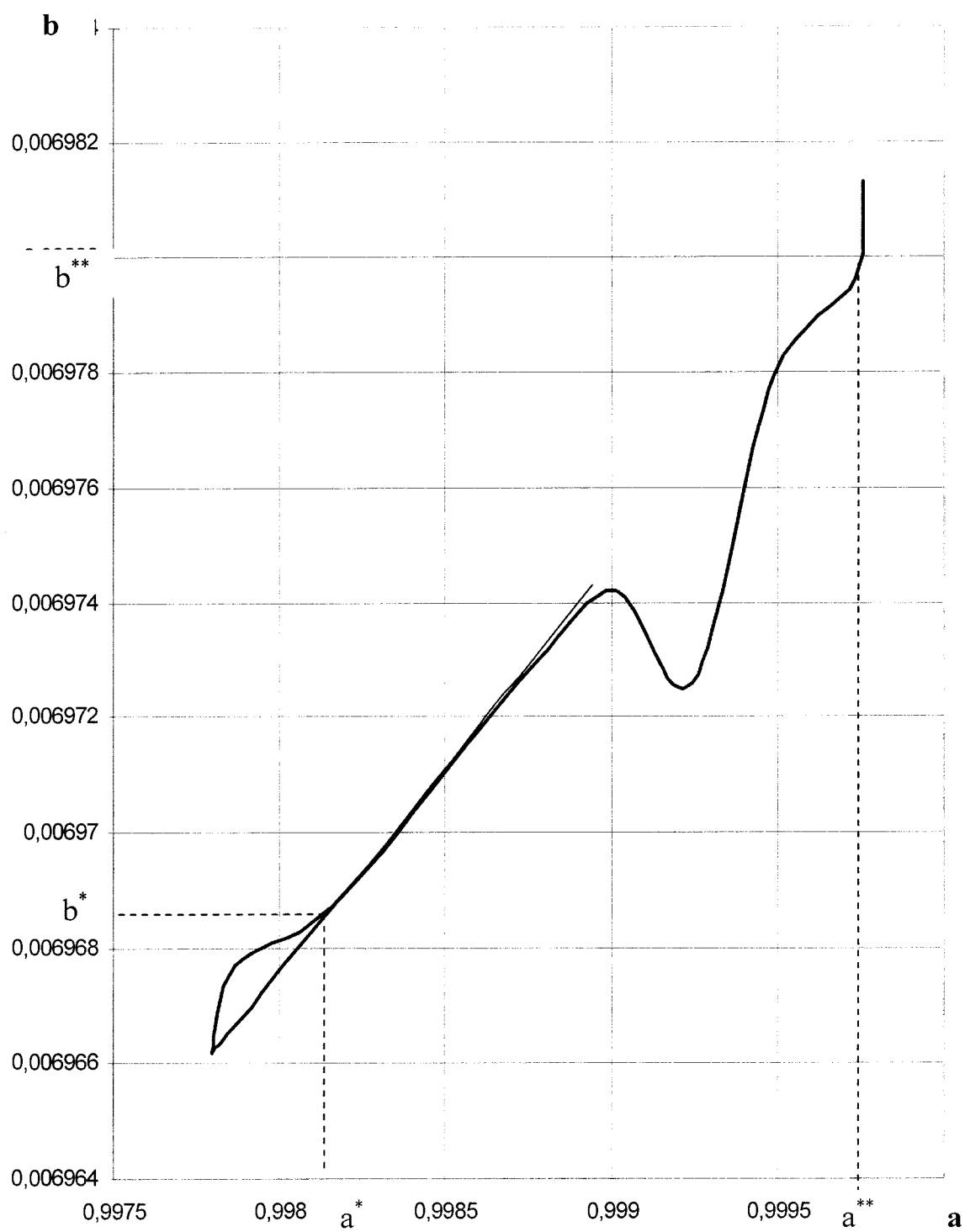


Рисунок 3.4. Сепаратриса $b=f(a)$.

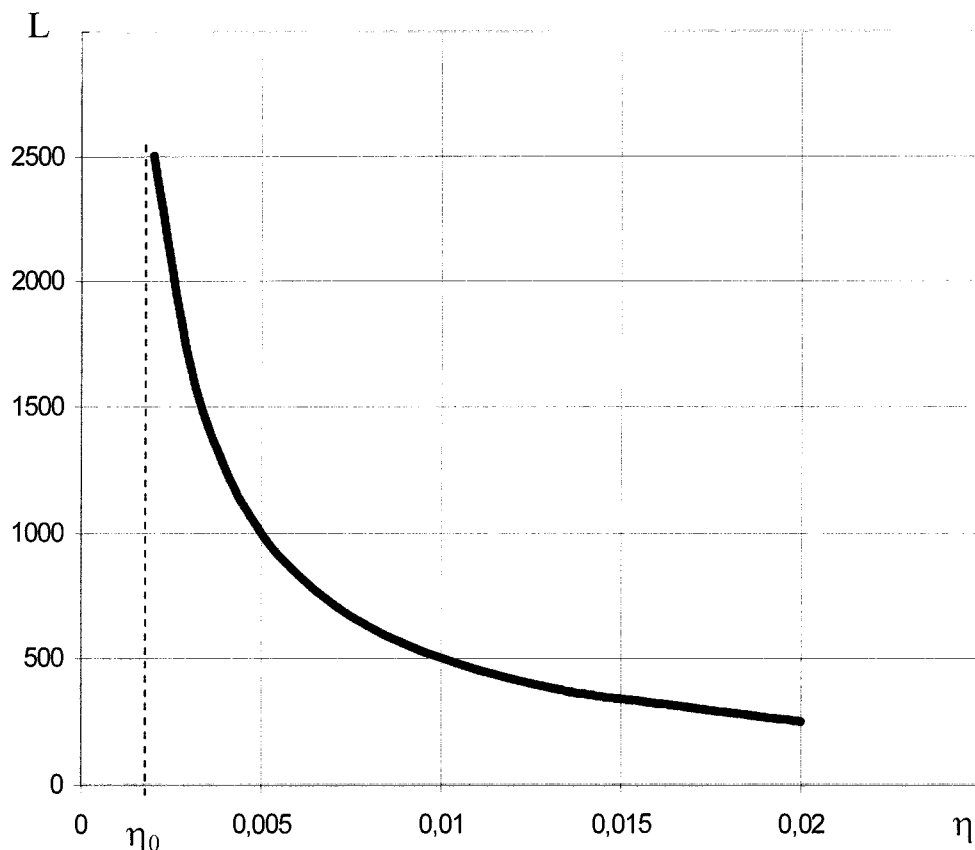


Рисунок 3.4. Графік залежності амплітудної характеристики L від коефіцієнта розналаджування η .

Перевіримо стійкість отриманих розв'язків згідно з методикою, викладеною в п. 2.3.3. Для цього знайдемо корені характеристичного рівняння, яке відповідає лінеаризованій системі у варіаціях

$$\begin{vmatrix} -0.5(D_0 + \varphi z) - \lambda & 0.5(1 + 2\mu z - \eta^2)\eta^{-1} & bM\eta^{-1} - 0.5a\varphi \\ -0.5(1 + 2\mu z - \eta^2)\eta^{-1} & -0.5(D_0 + \varphi z) - \lambda & aM\eta^{-1} - 0.5b\varphi \\ 2M & 2M & 1 + 2Mz \end{vmatrix} = 0, \quad (3.10)$$

або

$$a_2 \lambda^2 + a_1 \lambda + a_0 = 0, \quad (3.11)$$

де

$$a_1 = \left| \begin{array}{cc} -0.5(D_0 + \varphi z) & bM\eta^{-1} - 0.5a\varphi \\ 2M & 1 + 2Mz \end{array} \right| -$$

$$- \left| \begin{array}{cc} -0.5(D_0 + \varphi z) & -(aM\eta^{-1} + 0.5b\varphi) \\ 2M & 1 + 2Mz \end{array} \right| = (D_0 + \varphi z)(1 + 2Mz) +$$

$$+ 2M(bM\eta^{-1} - 0.5a\varphi) - 2M(aM\eta^{-1} + 0.5b\varphi); \quad (3.12)$$

$$a_2 = 1 + 2Mz. \quad (3.13)$$

Оскільки у a_1 і a_2 знаки однакові при параметрах, що розглядаються, то так само, як в п. 2.3.3, зону стійкості визначаємо в точці η_0 (рис. 3.5), де $L = \sqrt{a^2 + b^2 + z^2}$ - критерій Тондла [64], або (a^*, b^*) , (a^{**}, b^{**}) (рис. 3.4).

Реакція віброзахисного пристрою типу АОТ, що передається на опору при усталеному режимі руху визначається за формулою

$$Q_{A\alpha} = -m\sqrt{\alpha^2 + \gamma^2} [D_0\eta(b\cos\eta\tau - a\sin\eta\tau) - \varphi\eta(a\cos\eta\tau + b\sin\eta\tau +$$

$$+ z)(b\cos\eta\tau - a\sin\eta\tau) - (a\cos\eta\tau + b\sin\eta\tau + z)(1 + M(a\cos\eta\tau +$$

$$= b\sin\eta\tau + z))], \quad (3.14)$$

або

$$Q_{A\alpha} = -m\sqrt{(\alpha^2 + \gamma^2)(a^2 + b^2)} \{ D_0\eta\cos(\eta\tau + \zeta) + \varphi\eta[\sin(\eta\tau + \zeta) + z] +$$

$$+ \cos(\eta\tau + \zeta) + [1 + M(z + \sqrt{a^2 + b^2} \sin(\eta\tau + \zeta))] \sin(\eta\tau + \zeta) \}. \quad (3.15)$$

Формула для знаходження динамічного коефіцієнта передачі зусиль має вигляд (2.16).

При максимальній силі нелінійного демпфування меншій за максимальну відновлюючу силу, будемо мати

$$K_{c n}^{A\sigma} = \frac{1 + \mu(z + \sqrt{a^2 + b^2})}{\sqrt{A^2 + B^2}}; \quad (3.16)$$

при зворотному співвідношенні цих сил -

$$K_{c \partial}^{A\sigma} = \frac{(D_0 + \varphi z)\eta}{\sqrt{A^2 + B^2}}; \quad (3.17)$$

при рівності цих сил -

$$K_{c \partial n}^{A\sigma} = \frac{0.5 \left[(D_0 + \varphi)\eta + \mu\sqrt{a^2 + b^2} + \sqrt{z}(z\varphi\eta + \mu z + 1) \right]}{\sqrt{A^2 + B^2}}. \quad (3.18)$$

Отже:

1) знайдені режими стійкої роботи турбобура з амортизатором типу АОТ (коефіцієнт розналагоджування η) потрібно перевірити за умовою (3.19);

2) віброзахисний пристрій буде ефективним для захисту опори, якщо кутова швидкість турбобура ($\omega_{ш}$) знаходиться в межах $\eta \geq \eta_0$;

3) віброзахисний пристрій типу АОТ трансформує коливання, які передає через себе, в нелінійні з квадратичною пружною та змішаною демпфуючою характеристиками; повністю загасити коливання опори за допомогою АОТ неможливо;

4) порівняння коефіцієнтів динамічності (підрозділів 2.3.3 і 3.1.3) показує, що використання АОТ для віброзахисту опори буде ефективним,

якщо їх значення в першому випадку(за відсутності АОТ) будуть більшими за значення в другому випадку (з використанням АОТ) для одного й того ж співвідношення максимальних вимушуючих сил.

3.2. Розробка вдосконаленої віброзахисної системи для опори шпинделя турбобура

Повного подавлення коливань опори не можна досягти двомасовою системою, з яких одна додаткова маса належить віброгаснику, а друга - опорі. Це пояснюється тим, що результатом дії зовнішньої гармонійної вібрації на нелінійну систему є виникнення нелінійних коливань і для досягнення антирезонансу потрібно перейти через нестійкі зони.

Тому завдання повинно бути поставлене так: подавити потрібно лише небезпечні коливання опори, а зберегти корисні коливання долота, причому при зміні амплітуди коливань долота повинні відповідно змінюватись пружно-дисипативні характеристики віброзахисного пристрою.

Цього можна досягти за допомогою несиметричного віброізолятора, що наведений на рис.3.5.

Віброзахисний пристрій [8] складається з корпусу 11, перевідників 1 та 32 для з'єднання з елементами бурильної колони, вузла передачі крутного моменту, який включає в себе зовнішню 25 і внутрішню 31 півмуфти, з'єднані між собою за допомогою установлених в пазах пальців 22. Ствол пристрою 21 приєднаний до внутрішньої півмуфти 31. Пружний елемент пристрою складається з тонкостінної оболонки 17, змінної втулки 15 з упорами, вікнами 16 та напрямними 14, що приєднується до корпусу 11, еластичного наповнювача 18, який обтискається по торцях верхнім кільцевим поршнем 10 та нижнім кільцевим поршнем 20, до якого жорстко

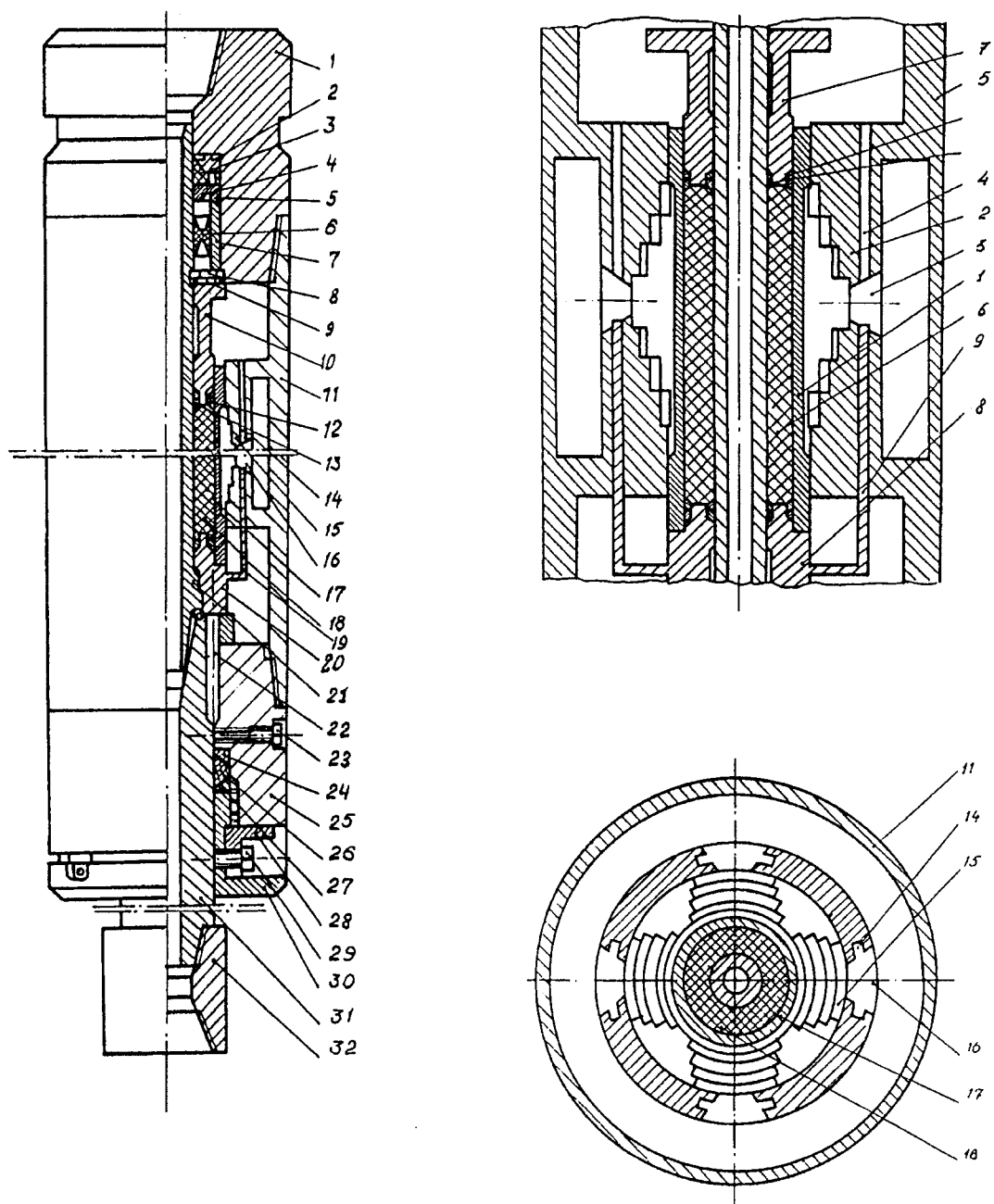


Рисунок 3.5. Несиметричний віброізолятор

прикріплені пелюстки 19, які мають змогу рухатись в напрямних 14. В проточках поршнів 10, 20 установлені внутрішні 13 та зовнішні 12 розрізні ущільнюючі кільця. Між оболонкою 17 та втулкою по довжині робочої частини оболонки утворено кільцевий герметичний простір. Деталі, зібрані в стволі пристрою, фіксуються стопорним кільцем 9. Порожнина в пристрої, де установлено пружний елемент, герметизується в перевіднику 1 плаваючим поршнем 6, установленим у втулці 7, застопореній кільцем 8. Втулка 7 через ущільнююче кільце 5, диски 2 і 4 стискає манжету 3 для ущільнення ствола. Півмуфти 25 і 31 герметизуються гумовим кільцем або сальниковою набивкою 26 за допомогою кілець 24 і 27, які стискаються гайкою 30, закріпленою стопорною планкою 28 і болтом 29. Герметична порожнина пристрою заповнюється маслом через отвори в півмуфті 25 та корпусі 11, які закриваються заглушками 23.

Віброзахисний пристрій опори шпинделя турбобура установлюється над долотом і працює таким чином. В процесі буріння долото викликає коливання нижньої частини бурильної колони. При цьому виникаючі поздовжні переміщення внутрішньої півмуфти 31 відносно півмуфти 25 внаслідок стискання заповнювача 18 поршнями 10 та 20 перетворюються в деформацію стискання наповнювача та радіальні деформації оболонки 17, які залежать від амплітуди коливань. При збільшенні амплітуди радіальні деформації збільшуються, і оболонка 17 входить в додатковий контакт з упорами більшого діаметра втулки 15, отримуючи додаткову опору, внаслідок чого збільшується її жорсткість. Змінюючи конфігурацію упорів втулки 15, можна отримати бажаний закон зміни жорсткості пружного вузла. Деформуючись, тонкостінна оболонка 17 витискає повітря (газ, мастило) через гострі кромки отворів 16 втулки 15. Площа цих отворів змінюється залежно від амплітуди коливань пелюстками 19 поршня 20.

Енергія рухомих частин пристрою акумулюється в оболонці 17 у вигляді потенціальної енергії пружних деформацій. При зміні знака

потужності на від'ємний відбувається зворотне перетворення накопиченої в пружному елементі енергії та повернення її долоту. Причому при зворотному ході демпфування завдяки формі отворів 16 (у вигляді вільного струменя), зменшується в декілька разів; енергія, що повертається долоту, збільшується.

3.2.1. Енергетичні співвідношення при коливаннях долота з віброізолятором опори

Згідно з дослідженнями [49], в першому наближенні відновлюючу силу можна прийняти

$$F_n = -cy - \bar{B} y^2, \quad (3.20)$$

де \bar{B} - експериментально встановлений постійний коефіцієнт, який має розмірність Н/м².

Для демпфуючої частини несиметричного віброізолятора втрати тиску [96] становлять:

при витискуванні

$$\Delta P_{вк} = \frac{f_{мс}^{вк} \gamma_0 F_0^2 \dot{y}^2}{2g(nh)^2 (l_n - y)^2} = K_{вк} \frac{\dot{y}^2}{(l_n - y)^2}; \quad (3.21)$$

при всмоктуванні

$$\Delta P_{вм} = \frac{f_{мс}^{вк} \gamma_0 F_0^2 \dot{y}^2}{2g(nh)^2 (l_n - y)^2} = K_{вм} \frac{\dot{y}^2}{(l_n - y)^2}. \quad (3.22)$$

Тоді дисипативна сила буде мати такий вигляд:

$$F_{\partial} = \Delta P_{np} F_0 = K \frac{\dot{y}^2}{(l_n - y)^2}, \quad (3.23)$$

де n - кількість каліброваних отворів;

g - прискорення вільного падіння, m/c^2 ;

$F_0 = 0.25\pi(D_{om}^2 - d_{om}^2)$ - площа поршня, m^2 ;

h - ширина просвіту вікна, m ;

$l_n = l_n - l_{ст}$ - номінальна висота наповнювача в положенні статичної рівноваги, m ;

l_n - довжина наповнювача, m ;

$l_{ст} = F_{ст}/C$ - попередня статична деформація, m ;

$f_{мс}$ - коефіцієнт стиснення струменя рідини (газу) у вікні (при витискуванні

$f_{мс}^{ек} \approx 0.5$ [101], при всмоктуванні $f_{мс}^{ем} \approx 0.06 \dots 0.1$).

Таким чином, на фазі ходу рухомої частини несиметричного віброізолятора до опори реакцію можна визначити згідно з формулою

$$Q = -Cy - \bar{B}y^2 - \left(\xi - \theta \frac{y}{l_n} \right) \dot{y} - K_{ек} \left(\frac{\dot{y}}{l_n - y} \right)^2 = F_n + F_{\partial}, \quad (3.24)$$

а при ході від опори -

$$Q = -Cy - \bar{B}y^2 - \left(\xi - \theta \frac{y}{l_n} \right) \dot{y} - K_{ем} \left(\frac{\dot{y}}{l_n - y} \right)^2. \quad (3.25)$$

Оскільки потрібно, крім захисту опори від "шкідливих" коливань, інтенсифікувати процес руйнування породи долотом за рахунок "корисних"

коливань, виникає необхідність проаналізувати фізичну природу взаємодії віброізолятора з джерелом коливань - долотом.

Періодичний розв'язок рівнянь (3.8) можна використати і для несиметричного віброізолятора [66], [102]

$$\left. \begin{aligned} y &= \frac{m}{c} \sqrt{\alpha^2 + \gamma^2} \left[r_{\partial o} \sin(\eta\tau + \zeta_{\partial o}) + z \right]; \\ \dot{y} &= r_{\partial o} \omega_{uu} \sqrt{\frac{m(\alpha^2 + \gamma^2)}{c}} \cos(\eta\tau + \zeta_{\partial o}). \end{aligned} \right\} \quad (3.26)$$

Енергія, яка необхідна для підтримання коливань на протязі півперіоду ходу поршня до опори, -

$$\begin{aligned} U_{\partial o} &= \int_0^{\pi/\omega_{uu}} m \omega_{uu}^2 \left(r - \frac{\delta}{3} \right) \cos \beta_u \cos \left(\omega_{uu} t - \frac{\pi}{n_3 \omega_{uu}} \right) \dot{y} = \\ &= \int_0^{\pi/\omega_{uu}} r_{\partial o} m \omega_{uu}^2 \left(r - \frac{\delta}{3} \right) \sqrt{\frac{(\alpha^2 + \gamma^2) m}{c}} \cos \beta_u \cos \left(\omega_{uu} t - \frac{\pi}{n_3 \omega_{uu}} \right) \cos(\eta\tau + \zeta_{\partial o}) dt \end{aligned} \quad (3.27)$$

і на протязі півперіоду ходу поршня від опори -

$$U_{eo} = \int r m \omega_{uu}^2 \left(r - \frac{\delta}{3} \right) \sqrt{\frac{(\alpha^2 + \gamma^2) m}{c}} \cos \beta_u \cos(\eta\tau + \zeta_{eo}) dt. \quad (3.28)$$

Тобто за цикл

$$U = m \omega_{uu}^2 \left(r - \frac{\delta}{3} \right) \sqrt{\frac{(\alpha^2 + \gamma^2) m}{c}} \cos \beta_u \left[r_{\partial o} \int_0^{\pi/\omega_{uu}} \cos \left(\omega_{uu} t - \frac{\pi}{n_3 \omega_{uu}} \right) \cos(\eta\tau + \right.$$

$$+\zeta_{\partial o})dt + r_{\partial o} \int_{\frac{\pi}{\omega_{uu}}}^{\frac{2\pi}{\omega_{uu}}} \cos\left(\omega_{uu}t - \frac{\pi}{n_3 z_{uu}}\right) \cos(\eta\tau + \zeta_{\partial o})dt]. \quad (3.29)$$

Підставимо замість η і τ їх розмірні значення та знайдемо вказані інтеграли

$$\int_0^{\frac{\pi}{\omega_{uu}}} \cos\left(\omega_{uu}t - \mu\right) \cos(\omega_{uu}t + \zeta_{\partial o})dt = \frac{0.5\pi}{\omega_{uu}} \cos\left(\zeta_{\partial o} + \mu\right).$$

Отримуємо енергію, яку потрібно витратити для підтримування коливань на протязі одного періоду при усталеному режимі,

$$U = 0.5\pi m \left(r - \frac{\delta}{3}\right) \sqrt{\frac{m(\alpha^2 + \gamma^2)}{c}} \cos\beta_u \left[r_{\partial o} \cos\left(\frac{\pi}{n_3 z_{uu}} + \zeta_{\partial o}\right) + r_{\partial o} \cos\left(\zeta_{\partial o} + \frac{\pi}{n_3 z_{uu}}\right) \right]. \quad (3.30)$$

Середня потужність, що розвивається джерелом коливної енергії - долотом за цикл знаходиться з виразу

$$U_c = 0.25 \left(r - \frac{\delta}{3}\right) \omega_{uu} \sqrt{\frac{m^3(\alpha^2 + \gamma^2)}{c}} \cos\beta_u \left[r_{\partial o} \cos\left(\frac{\pi}{n_3 z_{uu}} + \arcsin \frac{2hr_{\partial o}\omega_{uu}}{\sqrt{(\omega_0^2 r_{\partial o} - \omega_{uu}^2)^2 + 4h^2 r_{\partial o}^2 \omega_{uu}^2}}\right) + r_{\partial o} \cos\left(\frac{\pi}{n_3 z_{uu}} + \arcsin \frac{2hr_{\partial o}\omega_{uu}}{\sqrt{(\omega_0^2 r_{\partial o} - \omega_{uu}^2)^2 + 4h^2 r_{\partial o}^2 \omega_{uu}^2}}\right) \right]. \quad (3.31)$$

Підставимо в залежність U_c ліву частину рівняння

$$m \ddot{y} + \left(\xi - Q \frac{y}{l_n} \right) \dot{y}^2 + K_e \left(\frac{\dot{y}}{l_n - y} \right)^2 + Cy + \bar{B} y^2 = m \ddot{u},$$

що помножена на \dot{y}

$$U_c = \frac{\omega_{us}}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega_{us}} m \dot{y} \ddot{y} dt + \frac{\omega_{us}}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega_{us}} \left[\left(\xi - Q \frac{y}{l_n} \right) \dot{y}^2 + K_e \left(\frac{\dot{y}}{l_n - y} \right)^2 \dot{y} \right] dt +$$

$$+ \frac{2\pi}{\omega_{us}} \int_0^{2\pi/\omega_{us}} \left(Cy + \bar{B} y^2 \right) dt. \quad (3.32)$$

В силу ортогональності y, \dot{y}, \ddot{y} на періоді коливань перший і третій інтеграли будуть дорівнювати нулю. Це означає, що при періодичних коливаннях не потрібно, щоб на долоті розвивалась потужність на подолання сил інерції і сил пружності чи інших потенційних сил (мова йде про середню потужність, а не про миттєве її значення). Тобто, потужність U_c , згідно з виразом (3.30), потрібна лише на подолання дисипативної сили F_d .

Миттєве або поточне значення потужності, яке розвивається джерелом коливань, дорівнює добутку миттєвих значень вимушуючої сили та швидкості коливань

$$U = m \omega_{us}^2 \left(r - \frac{\delta}{3} \right) \cos \beta_y \cos \left(\omega_{us} t - \frac{\pi}{n_3 z_{us}} \right) \dot{y};$$

звідки

$$\begin{aligned}
U &= mr_{oi}\omega_{uu}^2 \sqrt{\frac{m(\alpha^2 + \gamma^2)}{c}} \left(r - \frac{\delta}{3}\right) \cos\left(\omega_{uu}t - \frac{\pi}{n_3 z_{uu}}\right) \cos(\omega_{uu}t + \zeta_i) = \\
&= \frac{mr_{oi}}{2} \omega_{uu}^3 \sqrt{\frac{m(\alpha^2 + \gamma^2)}{c}} \left(r - \frac{\delta}{3}\right) \left[\cos\left(2\omega_{uu}t + \zeta_i - \frac{\pi}{n_3 z_{uu}}\right) + \cos\left(\zeta_i + \frac{\pi}{n_3 z_{uu}}\right) \right] = \\
&= U_c + \frac{mr_{oi}^2 \omega_{uu}^3}{2} \sqrt{\frac{m(\alpha^2 + \gamma^2)}{c}} \left(r - \frac{\delta}{3}\right) \cos\left(2\omega_{uu}t + \zeta_i - \bar{\mu}\right), \tag{3.33}
\end{aligned}$$

$$\text{де } \bar{\mu} = \frac{\pi}{n_3 z_{uu}}.$$

Таким чином, миттєва потужність коливань, що розвивається долотом, описується косинусоїдною функцією часу, яка змінюється з частотою, в два рази більшою за частоту коливань $\omega_{ш}$, близько до середнього значення.

Оскільки $\cos\left(\zeta_i + \bar{\mu}\right) < 1$, то амплітуда коливань - змінна складова у формулі (3.32), перевищує постійну складову U_c . Завдяки цьому миттєва потужність є знакозмінною функцією, яка за період $2\pi/\omega_{ш}$ коливань системи чотири рази змінює свій знак. Це означає, що двічі за період коливань системи енергія передається з джерела коливань у віброізолятор (коли потужність джерела додатна), і двічі вона "тече" з віброізолятора до долота (коли потужність, яку розвиває долото, від'ємна).

Отже, у віброізоляторі несиметричного типу досягається збільшення абсолютної величини від'ємного значення змінної частини потужності за рахунок відповідного перерозподілу співвідношення амплітуди r_{oi} і кута ζ_i зсуву фази.

$$U_{\min} = mr_{oi}\omega_{uu}^3 \sqrt{\frac{m(\alpha^2 + \gamma^2)}{c}} \left(r - \frac{\delta}{3}\right) \cos\beta_{\mu} \left[1 - \cos\left(\zeta_i - \bar{\mu}\right)\right] \tag{3.34}$$

при $2\omega_{ш}t + \zeta_i - \bar{\mu} = \pi$ або $\omega_{ш}t = \frac{i\pi + \bar{\mu} - \zeta_i}{2}$, де $i=1,2,\dots$

Якщо б не змінювались амплітуда r_{oi} і фаза ζ_i , то крива миттєвої потужності $U(\omega_{ш}t)$ мала б вигляд, як на рис. 3.6, за умови, що $\zeta_i > \bar{\mu}$.

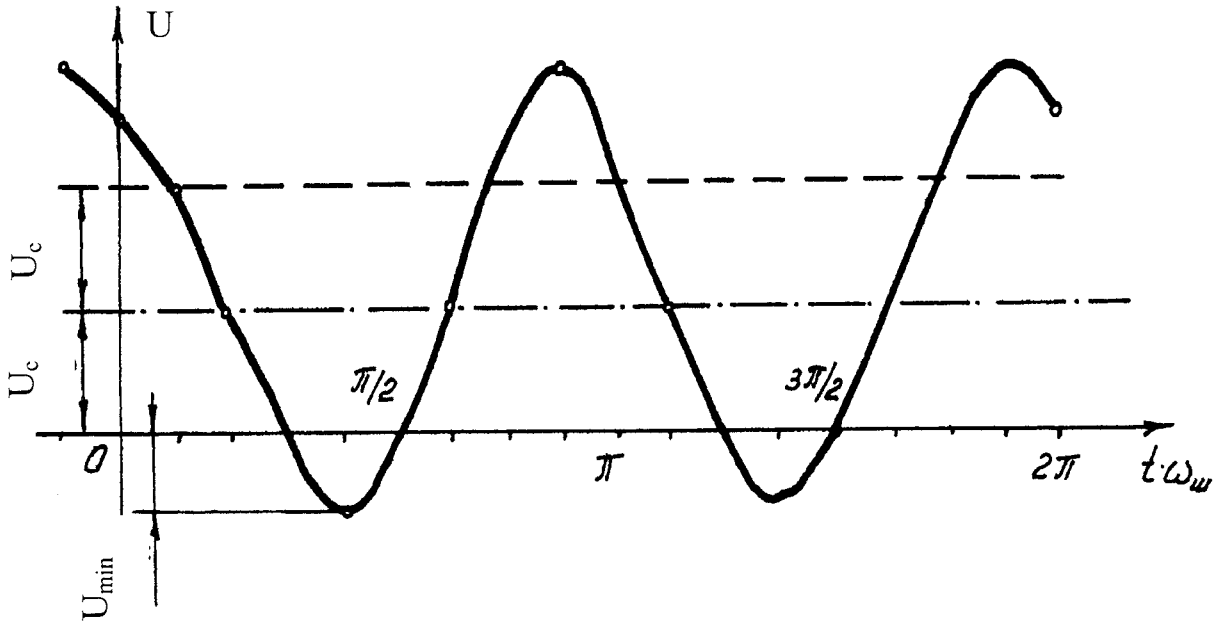


Рисунок 3.6. Залежність потужності від кута повороту вала турбобура.

У випадку ж несиметричного віброізолятора середня потужність коливної енергії долота визначиться:

при ході до опори

$$U_{c \text{ до}} = 0.5 r_{\text{до}} m \omega_{ш}^3 \left(r - \frac{\delta}{3} \right) \sqrt{\frac{m(\alpha^2 + \gamma^2)}{c}} \cos \beta_{\psi} \cos \left(\zeta_{\text{до}} + \bar{\mu} \right);$$

(3.35)

при ході від опори

$$U_{cво} = r_{во} m \omega_{ш}^3 \left(r - \frac{\delta}{3} \right) \sqrt{\frac{m(\alpha^2 + \gamma^2)}{c}} \cos \beta_{ш} \cos(\zeta_{во} + \bar{\mu}). \quad (3.36)$$

Для визначення ж біжучого значення потужностей несиметричного віброізолятора можна користуватися формулою (3.34), якщо замість r_{oi} і ζ_i підставити для ходу поршня до опори $r_{до}$ і $\zeta_{до}$, а при зворотному ході - $r_{во}$ і $\zeta_{во}$. Крива миттєвої потужності наведена на рис.3.7

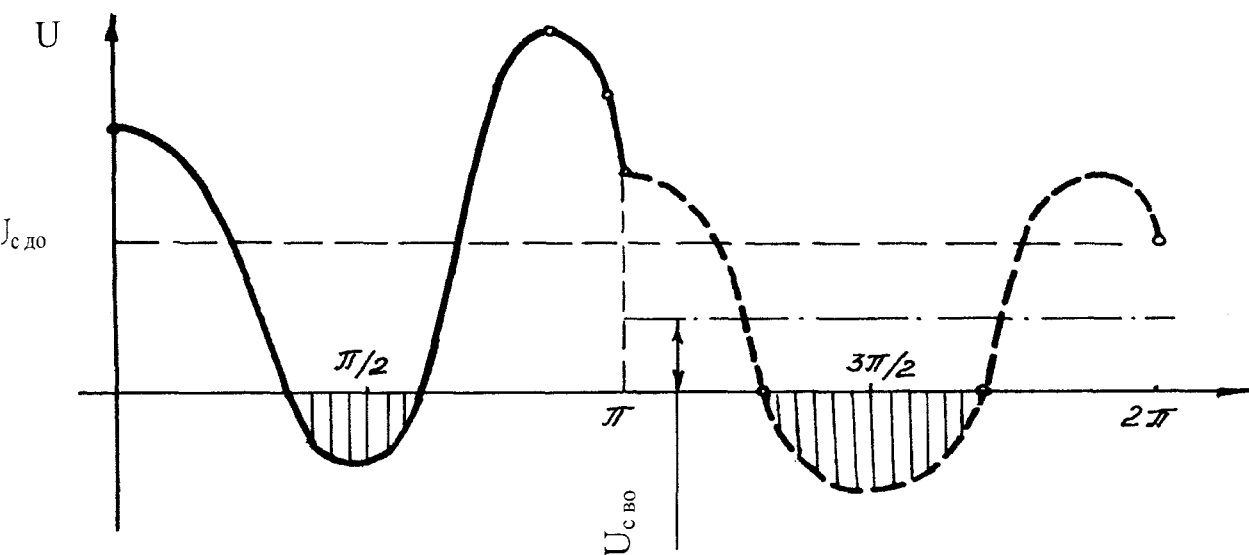


Рисунок 3.7. Графік миттєвої потужності.

Оскільки при резонансі $U_{\min} > 0$, то для отримання ефекту більшої рекуперації енергії від віброізолятора до долота потрібно параметри віброізолятора та режими експлуатації турбобура вибирати так, щоб система була як можна далі від резонансу.

З метою мінімізації середньої потужності коливань проаналізуємо вирази (3.35) і (3.36). В обох випадках мінімальна величина U_c при кутовій швидкості вала турбобура, меншій за власну частоту системи (зарезонансний режим), досягається при

$$\zeta_i + \bar{\mu} \rightarrow \frac{\pi}{2}. \quad (3.37)$$

Тому $\zeta_{до}$ і $\zeta_{во}$ потрібно вибирати з умови

$$\left\{ \begin{array}{l} \zeta_{до} \rightarrow \frac{\pi}{2} - \bar{\mu}; \\ \zeta_{во} \rightarrow \frac{\pi}{2} - \bar{\mu}. \end{array} \right. \quad \text{або} \quad \left\{ \begin{array}{l} \frac{a_{до}}{b_{до}} \approx ctg \bar{\mu}; \\ \frac{a_{во}}{b_{во}} \approx ctg \bar{\mu}. \end{array} \right. \quad (3.38)$$

Таким чином, при задовільному захисті опори турбобура для ефективної підтримки інтенсивності буріння потрібно в несиметричному віброізоляторі намагатись зменшувати U_c при збільшенні r_i і ζ_i .

3.2.2. Вплив коливань на попередній натяг кулькоопори

Як відомо, вибірка попереднього натягу призводить до втрати працездатності опори. Тому проведемо аналіз впливу динамічної реакції, яка передається через віброзахисний пристрій на опору залежно від фази коливання і встановимо межі, які дають змогу уникнути втрати працездатності опори через вібрації.

Коефіцієнт передачі сил через віброізолятор можна знайти за формулами

$$K_{c_{во}} = \frac{\left[-\alpha(r_{во} + z_{во}) - \bar{\beta}(r_{во} + z_{во})^2 cm^{-1} \right] c}{m^2 \omega_u^2 \left(r - \frac{\delta}{3} \right) \sqrt{\alpha^2 + \gamma^2} \cos \beta_y}; \quad (3.39)$$

$$K_{c_{до}} = \left[\alpha(r_{до} + z_{до}) - \bar{\beta}(r_{до} - z_{до})^2 cm^{-1} (\alpha^2 + \gamma^2)^{-0.5} \right] \frac{c \bar{m}^1 (\alpha^2 + \gamma^2)^{-0.5}}{m \omega_u^2 \left(r - \frac{\delta}{3} \right) \cos \beta_y}. \quad (3.40)$$

Таким чином, в точках $\omega_{ut} - \zeta_i = 0.5\pi$ і $\omega_{ut} - \zeta_i = 1.5\pi$ демпфуючі складові дорівнюють нулю, а діють лише пружні складові сил, причому максимум останніх відповідає куту 0.5π . Що ж стосується закону коливного переміщення долота, то реакція Q "відстає" на кут

$$\Delta U = 0.5\pi - 2\omega_{ut} - \zeta_i + \bar{\mu}, \quad (3.41)$$

що відповідає

$$\Delta U_{\partial o} = 0.5\pi + \bar{\mu} - 2\omega_{ut} - \zeta_{\partial o} - \quad (3.42)$$

при ході поршня до опори і

$$\Delta U_{\partial o} = 0.5\pi + \bar{\mu} - 2\omega_{ut} - \zeta_{\partial o} - \quad (3.43)$$

при ході поршня від опори.

На рис.3.8 показаний графік вібропереміщень у вигляді штрихової лінії.

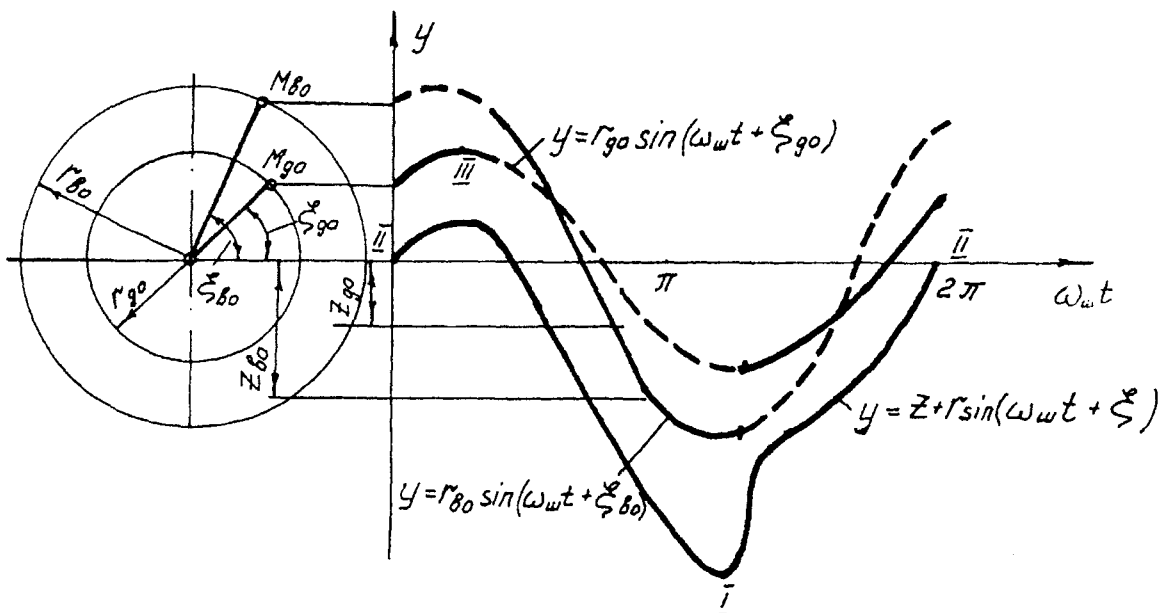


Рисунок 3.8. Графік вібропереміщень.

Як видно з рисунка, хід до опори від нейтрального положення менший, ніж від останнього до долота. Іншими словами, віброізолятор, що пропонується, забезпечує зсув періодичної складової вібропереміщення у від'ємну зону - до долота (z має знак мінус), що дає змогу знизити загрозу відриву долота від забою. Цей віброізолятор є несиметричним. Коли долото при вібропереміщенні починає рухатись вниз, поршень ще йде вгору, і віброізолятор за рахунок збільшення своєї жорсткості та зменшення ходу від нейтралі до опори допомагає більш ефективно занурюватись долоту в породу.

При подальшому переміщенні вниз долота зменшується ступінь демпфування (приблизно в 5 разів), і більша (ніж у симетричних віброізоляторів) частка енергії повертається долоту. При виході долота (фаза коливного переміщення вгору) з породи надмірну амплітуду коливань гасить демпфуюча частина віброізолятора за рахунок зменшення площі вікон для проходу повітря (газу, мастила) через їх гостру кромку. Ця площа залежить від амплітуди коливань, а тому при збільшенні амплітуди автоматично збільшиться ступінь демпфування при переміщенні поршня вгору, як і жорсткість. Таким чином, несиметричний віброізолятор має властивість самоадаптувати (в певних межах) свої параметри під амплітуду коливань долота.

При ході поршня від долота (точка I на рис.3.8) до опори відновлююча сила спочатку напрямлена до долота, доки повзун не дійде до нейтрального положення (точка II на рис.3.8). Значення її поступово буде змінюватися, а демпфуюча складова реакції $Q_{до}$ (3.24) - збільшуватись. Обидві вони напрямлені вниз. При подальшому переміщенні відновлююча сила буде збільшуватись значно інтенсивніше (точки II і III на рис.3.8) за рахунок додаткового торкання профільних упорів. Сила демпфування також буде збільшуватись. На цій фазі руху напрями цих сил протилежні. Тому значення реакції $Q_{до}$ буде підтримуватись більш стабільно у

несиметричного віброізолятора. При подальшому зворотному переміщенні поршня (від точки III до точки I на рис.3.8) відновлююча сила буде поступово зменшуватись, як і демпфування, при визначенні реакції на цій фазі руху демпфуюча та відновлююча сили додаються. Тому аналіз впливу віброізолятора на попередній натяг опори можна обмежити точками, які відповідають "мертвим" положенням вгорі (точка III, рис.3.8) і внизу (точка I рис.3.8).

Згідно з [2] будемо вважати, що кулька підшипника торкається знизу внутрішнього напрямного кільця, а вгорі - зовнішнього напрямного кільця. Тоді у точці III (рис.3.8) сила $Q_{до}$ стисне додатково внутрішнє нижнє напрямне кільце вала і через перший ряд кульок стисне додатково пакет кілець статора (корпусу), крім нижніх напрямного та дистанційного кілець, які розтягнуться на стільки ж, на скільки стиснеться вказаний пакет.

Коефіцієнти жорсткості: одного ряду кульок - C_5 , зовнішнього та внутрішнього напрямних кілець - C_3 і C_4 та внутрішнього дистанційного кільця - C_1 визначені в пункті 2.2. Користуючись ними, можна зобразити діаграму зусиль пар вза-ємодіючих елементів опори без врахування нелінійності [75].

На діаграмі 3.9 наведена діаграма зусиль пари "вал - нижнє напрямне кільце".

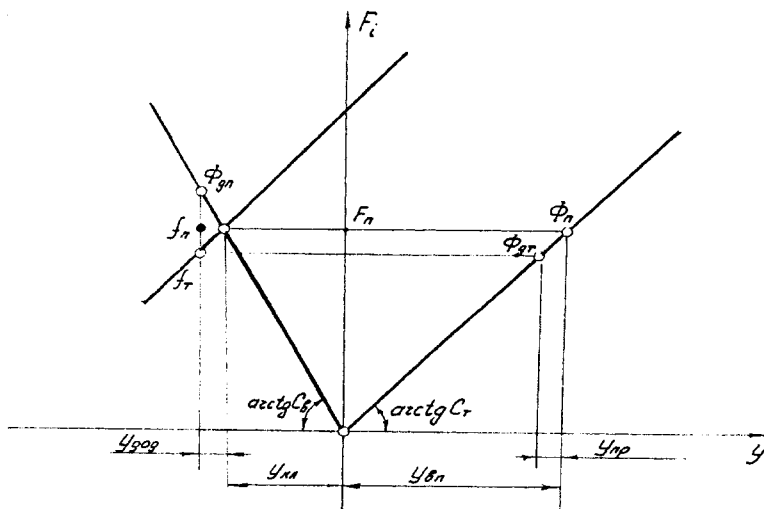


Рисунок 3.9. Діаграма зусиль пари "вал - нижнє напрямне кільце".

Тут F_n - сила попереднього натягу; $C_\epsilon = \frac{C_1 C_3}{C_1(i+1) + C_3(i-1)}$ - приведений

коефіцієнт жорсткості внутрішнього пакета кілець; C_T - коефіцієнт жорсткості труби вала; $y_{\text{дол}} = F/C_B$ - додаткова деформація стиснення внутрішнього пакету кілець; $y_{\text{вп}}$ і $y_{\text{кл}}$ - деформації відповідно від попереднього розтягу труби та стиснення пакета кілець; Φ_n - точка, яка відповідає стану труби та пакету внутрішніх кілець до початку дії сили F ; $\Phi_{\text{дп}}$ і $\Phi_{\text{дт}}$ - точки, які характеризують стан деформації пакета та труби після прикладення сили F . Відрізок ($\Phi_{\text{дп}} - f_n$) відповідає додатковій силі, що додалась до сили F_n , яка діяла на трубу, відрізок ($f_n - f_T$) - відповідає зменшенню сили F_n .

Таким чином, від реакції віброізолятора попередній натяг у названій парі елементів опори зменшується.

Та ж сила ($Q_{\text{до}}$) частину пакета корпусу стисне через ряд кульок, а одне зовнішнє дистанційне та напрямне кільце розтягне (деформацію розтягу можна не аналізувати, оскільки вона, як вже вказувалось, дорівнює узгодженій деформації стиснення згаданої частини пакета):

$$y_{\text{доо}}^* = \frac{(Q_{\text{до}})_2}{C_{3\epsilon}} = \left[\frac{1}{nC_{51}} + \frac{i}{C_4} + \frac{i-2}{C_2} \right] (Q_{\text{до}})_2. \quad (3.44)$$

Схема деформації пари "корпус - частина зовнішнього пакета" показана на рис.3.10,

$$\text{де } C_\kappa = \left(\frac{C_2(i+1) + C_4(i-1)}{C_4 C_2} \right)^{-1}; \quad \frac{1}{C_{3\epsilon}} = \frac{i}{C_3} + \frac{1}{nC_{51}} + \frac{i}{C_4} + \frac{i-2}{C_2}.$$

Зменшення попереднього розтягу корпусу на величину $y_{\text{вп}} - y_{\text{нр}}^*$ і дотискування вказаного пакета на величину $\Delta y = y_{\text{вн}}^* - y_\kappa$ є також

небезпечним фактором. У точці 1 (рис.3.8) сила $(Q_{до})_2$ зменшить стискання нижнього внутрішнього напрямного кільця на величину

$$y_{доо}^{**} = \frac{(Q_{до})_4}{C_3}, \quad (3.45)$$

і через один ряд кульок зменшить натяг частини пакета кілець статора (корпусу), крім нижніх напрямного та дистанційного кілець, на величину, яка визначається за формулою

$$y_{доо}^{***} = \frac{(Q_{до})_4}{C_{36}^*} = (Q_{до})_4 \left[\frac{1}{nC_{51}} + \frac{i}{C_4} + \frac{i-2}{C_2} \right]. \quad (3.46)$$

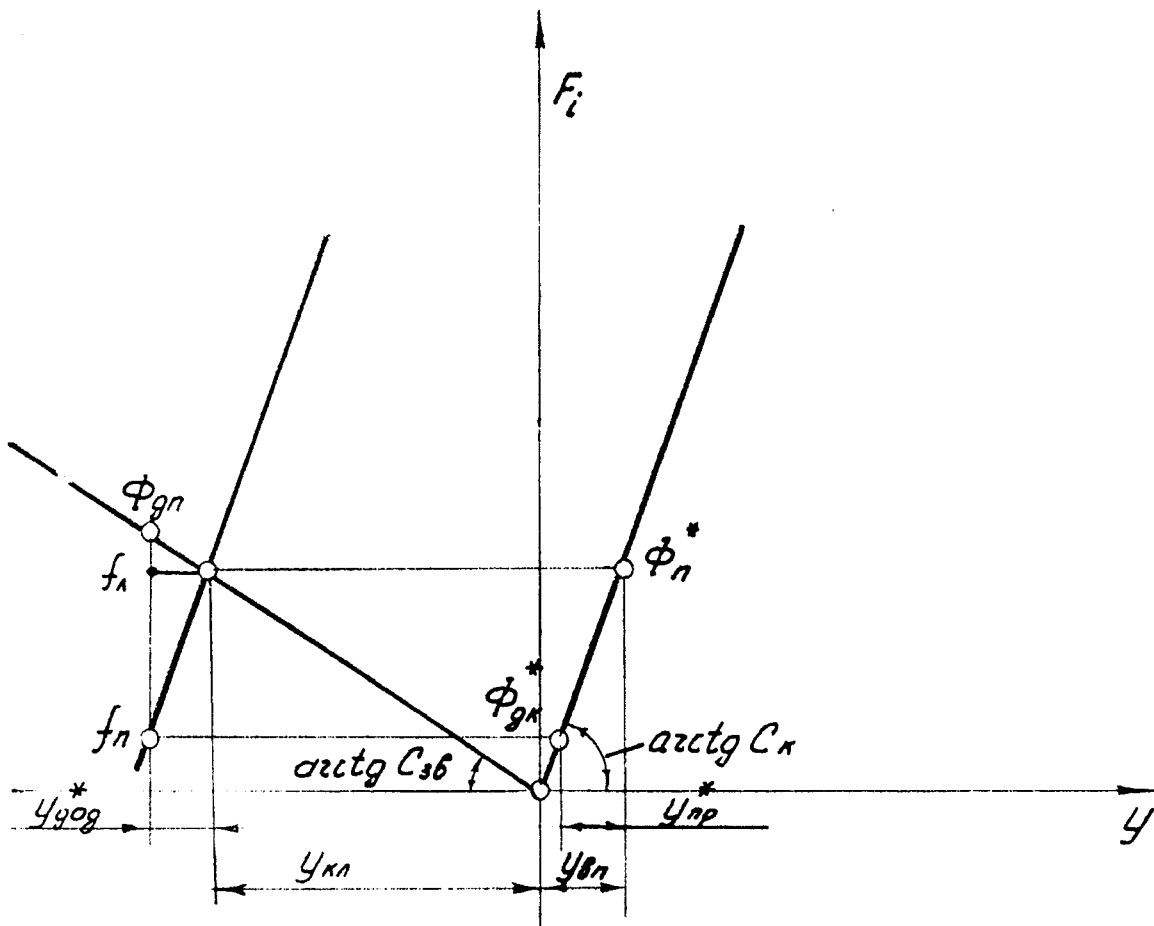


Рисунок 3.10. Схема деформації пари "корпус - частина зовнішнього пакета".

Діаграма послаблення попереднього натягу пари "труба - внутрішній пакет кілець" в цьому випадку наведена на рис.3.11, а пари "частина пакета зовнішніх кілець - корпус" - на рис.3.12.

Умова нормальної роботи опори за критерієм нерозслаблення підсистем вала та корпусу має вигляд

$$U_{\text{дод}} < U_{\text{кл}} \quad (3.47)$$

Незалежний натяг пакетів кілець окремо для вала та корпусу, що взаємодіють, як бачимо, через нижній ряд кульок призводить до таких небажаних наслідків: 1) нерівномірності передачі зусиль на пакети; 2) перевантаженості нижнього ряду кульок; 3) формування небезпечного режиму роботи внутрішнього напрямного кільця.

Тому потрібно якимсь чином зменшити додаткові ступені вільності для того, щоб сила попередніх натягів нипелем у корпусі та гайкою на валу рівномірно розподілялась між вказаними пакетами.

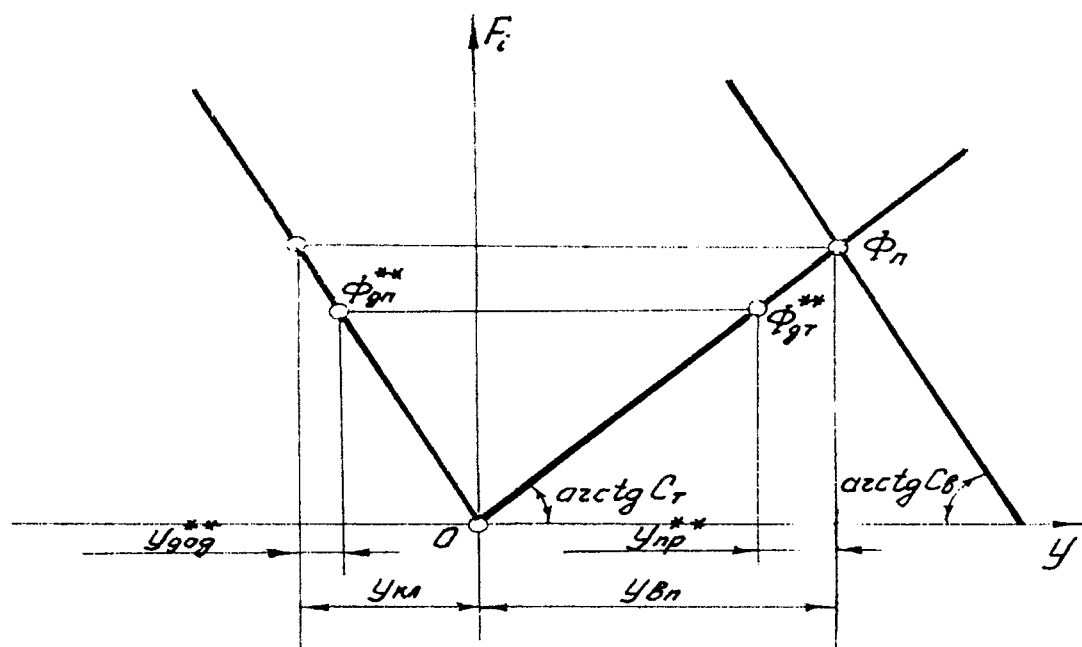


Рисунок 3.11. Діаграма послаблення попереднього натягу пари "труба - внутрішній пакет кілець".

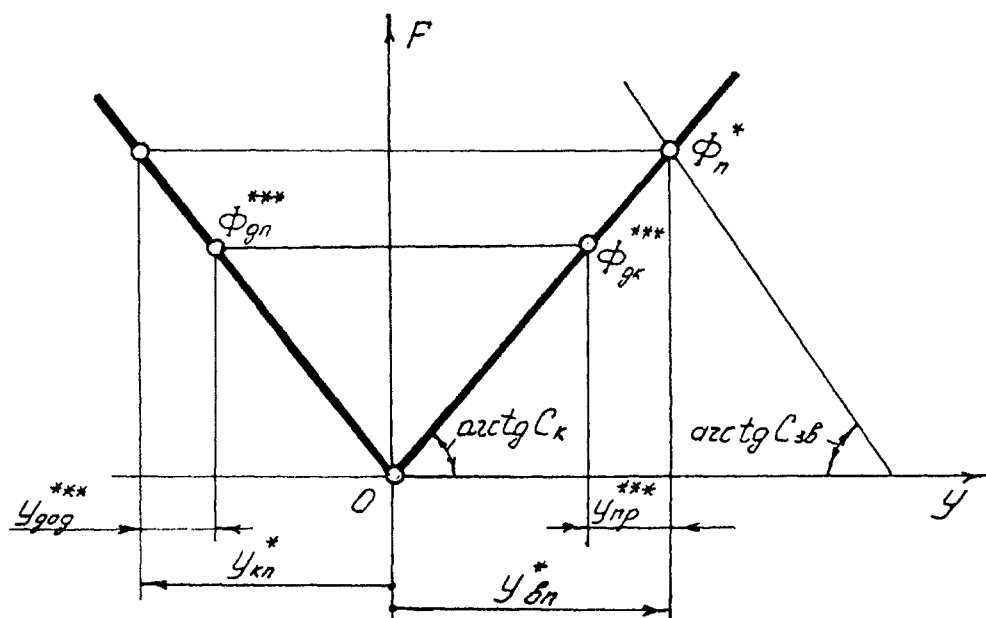


Рисунок 3.12. Діаграма послаблення попереднього натягу пари "частина пакета зовнішніх кілець - корпус".

Висновки

1. Віброзахисний пристрій буде ефективно працювати, якщо експлуатаційна швидкість обертання вала шпинделя турбобура буде задовольняти нерівності $\eta \geq \eta_0$.

2. Миттєву потужність коливань, яка передається від долота, можна описати косинусоїдною функцією, що змінюється з частотою, в два рази більшою за частоту коливань кутової швидкості вала турбобура $\omega_{ш}$.

3. Віброізолятор несиметричного типу забезпечує збільшення абсолютної величини від'ємного значення змінної частини потужності за рахунок відповідного перерозподілу співвідношення амплітуди r_0 коливань і кута ζ_i зсуву фази при збереженні ефективності захисту від вібрацій, а також саморегулювання власних параметрів пристрою під зміну інтенсивності збудження коливань в певних межах, які визначаються параметрами конструкції.

4. Вперше розроблена принципова схема несиметричного віброізолятора, в якому за рахунок конструктивного виконання пружного вузла більша частина енергії коливань гаситься при її напрямленості до опори шпинделя турбобура.

5. Доведено, що аналіз впливу нелінійного віброізолятора на попередній натяг опори можна обмежити екстремальними значеннями амплітуди коливань та виведена умова уникнення розслаблення підсистем вала і корпусу.

РОЗДІЛ 4

РОЗРОБКА ВДОСКОНАЛЕНОЇ ОПОРИ КОЧЕННЯ ШПИНДЕЛЯ ТУРБОБУРА

Як видно з аналізу, безсепараторна опора кочення шпинделя турбобура має обмежені можливості для забезпечення потрібних характеристик турбобура. При цьому не враховувався вплив непрямолінійності бурильної колони на рівномірність розподілу осьового навантаження, а також втрати на тертя. Тому важливим є розробка такої сепараторної опори, в якій тіла кочення кінематично не ковзають по сепаратору. Для цього нижче аналізується вплив непрямолінійності бурильної колони на роботу кулькоопори, нерівномірності попередньої затяжки пакетів кілець кулькової опори та нерівномірність розподілу осьового зусилля по рядах кулькоопори на її роботу.

4.1. Вплив непрямолінійності бурильної колони на роботу кулькоопори шпинделя турбобура

Як відомо [102-105], набір кривини при проводці експлуатаційних нахилених свердловин досягає 1.3° на 10м. При висоті дистанційного кільця b_d верхнє напрямне зовнішнє кільце повернеться на кут $\beta = 0.13b_d$.

Вважаємо, що: кут між біговими доріжками підшипника рівний 120° ; виконується умова контактування [2] по середині висот напрямних кілець; відома осьова сила, що діє на ряд кулькоопори; між кульками є сумарний зазор δ_k ; колона має форму дуги кола (рис.4.1) з центром в O_r і радіусом

$r_{c\ k} = \frac{b_n}{\beta}$, де b_n - висота напрямного кільця; вісь дистанційного кільця

вертикальна; кульки ряду мають однаковий діаметр $d_{ш}$; зовнішні та внутрішні напрямні кільця мають однакову висоту і лежать в одній площині.

Від викривлення колони труб зовнішнє дистанційне кільце спотворить свою форму на величину

$$\Delta h_{н в} = (r_c - r_{к н}^{3\theta})(1 - \cos \beta_{з в \theta}), \quad (4.1)$$

на ділянці, що ближча до O_r ;

$$\Delta h_{н н} = (r_c + r_{к н}^{3\theta})(1 - \cos \beta_{з н \theta}) - \quad (4.2)$$

на периферійній ділянці,

$$\text{де } \beta_{з в \theta} = \arcsin \frac{b_n}{2(r_c - r_{к н}^{3\theta})};$$

$$\beta_{з н \theta} = \arcsin \frac{b_n}{2(r_c + r_{к н}^{3\theta})};$$

$r_{к н}^{3\theta}$ - зовнішній радіус дистанційного кільця.

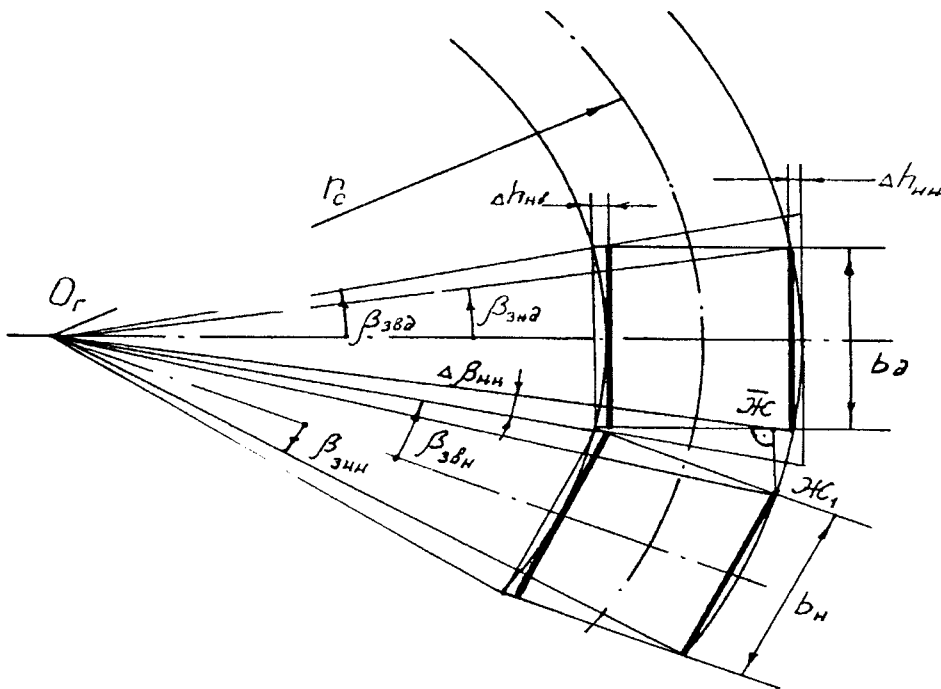


Рисунок 4.1. Схема розташування елементів опори у викривленій колоні.

Якщо вважати, що внутрішнє дистанційне кільце менше здеформоване, ніж зовнішнє, то між ним і зовнішнім кільцем утворяться зони I і II звуженого та II і IV розширеного простору для розміщення кульок (рис.4.2).

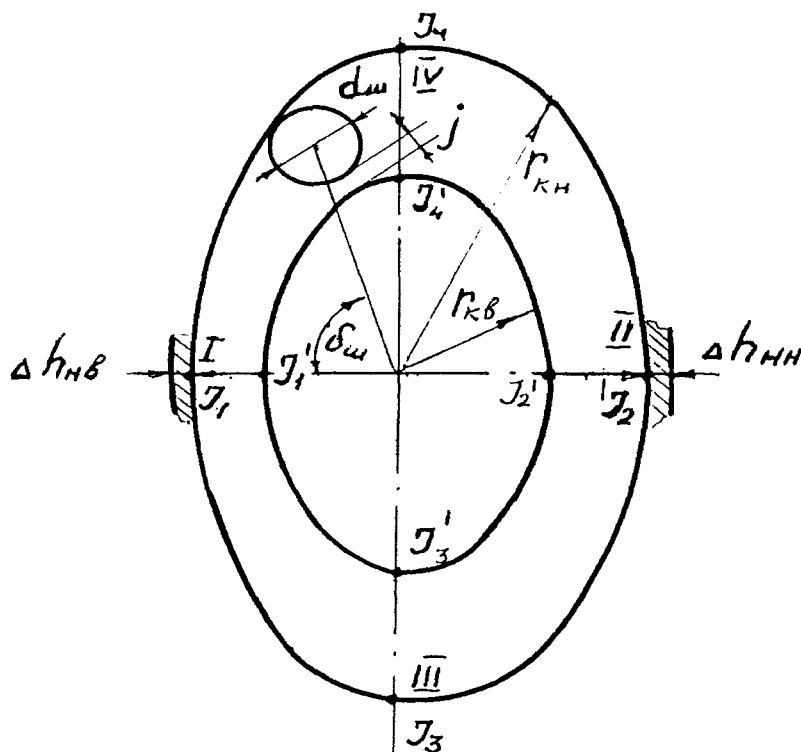


Рисунок 4.2. Схема перерізу викривленої колони.

За відсутності зазора між кульками та нездеформованими дистанційними кільцями, крім двох кульок в зонах III і IV (між точками $I_4 - I_4'$ і $I_3 - I_3'$), кульки будуть стиснуті в напрямі від центра кривини O_r . Найбільше стиснення припаде на кульки в зоні I і II (в точках $I_2 - I_2'$ деформація дорівнює $\Delta h_{н.м}$). Тому кульки будуть витиснені з цих зон, зазор між ними буде ліквідований, виникне додатковий контакт, і кочення їх стане неможливим. Крім цього, наслідком викривлення колони труб буде також нахил зовнішнього напрямного кільця на кут

$$\beta_{з вн} = \arcsin \frac{b_H}{2(r_c - r_{к н}^{з в})},$$

$$\beta_{з к н} = \arcsin \frac{b_H}{2(r_c + r_{к н}^{з в})},$$
(4.3), (4.4)

де b_H - висота цього кільця.

Вважаємо, що напрямні кільця вала нахилені під такими ж кутами.

Периферійна сторона нижнього напрямного кільця корпусу опуститься по вертикалі на величину

$$\overline{\mathcal{K}} - \overline{\mathcal{K}}_1 = 2r_{к н} \sin(\beta_{з вв} + \beta_{з вн}),$$
(4.5)

колова форма кільця перетвориться в еліптичну і буде мати форму двох півеліпсів з більшою піввіссю $r_{к н}^{з в}$, а меншими піввісями

$$\left(r_{к н}^{з в} - h_{к вн} \right) \text{ і } \left(r_{к н}^{з в} - h_{к н в} \right),$$

в середині - з більшою піввіссю $r_{к н}^{з в}$, і меншими

$$\left(r_{к н}^{з в} - h_{к вн} \frac{r_{к н}^{з в}}{r_{к н}^{з в}} \right) \text{ і } \left(r_{к н}^{з в} - h_{к н в} \frac{r_{к н}^{з в}}{r_{к н}^{з в}} \right).$$

Це викличе зміщення точки контакту з кульками на кут (рис.4.1) $\beta_{з вв} + \beta_{з вн}$. Якщо для вертикальної свердловини реакції зі сторони вала $R_{вн}$ та корпусу $R_{кп}$ були однаковими для всіх кульок одного ряду, то

$$R_{вн} = R_{к н} = \frac{F_1}{n\sqrt{3}},$$
(4.6)

де F_1 - осьове зусилля, що діє на даний ряд;

n - кількість кульок в ряду.

Для викривленої колони рівності вже не буде.

Для зони бігового простору кульки, який утворюється zdeформованими дистанційними кільцями та розташований ближче до O_r , співвідношення між реакціям від сили F_1 будуть для однієї кульки, якщо знехтувати товщиною кілець, такими:

$$R'_{kn} \cos(30^\circ + \beta_{z\omega\delta} + \beta_{z\omega\eta}) \approx \sum R'_{\omega k} \cos(30^\circ - \beta_{z\omega\delta} - \beta_{z\omega\eta}),$$

тобто $R'_{kn} > R'_{\omega k}$. Позначимо $R''_{\omega k}$ в цьому положенні для однієї кульки, яка розташована найдалше від O_r , тоді

$$R''_{kn} \cos(30^\circ - \beta_{z\omega\delta} - \beta_{z\omega\eta}) \approx R''_{\omega k} \cos(30^\circ + \beta_{z\omega\delta} + \beta_{z\omega\eta}).$$

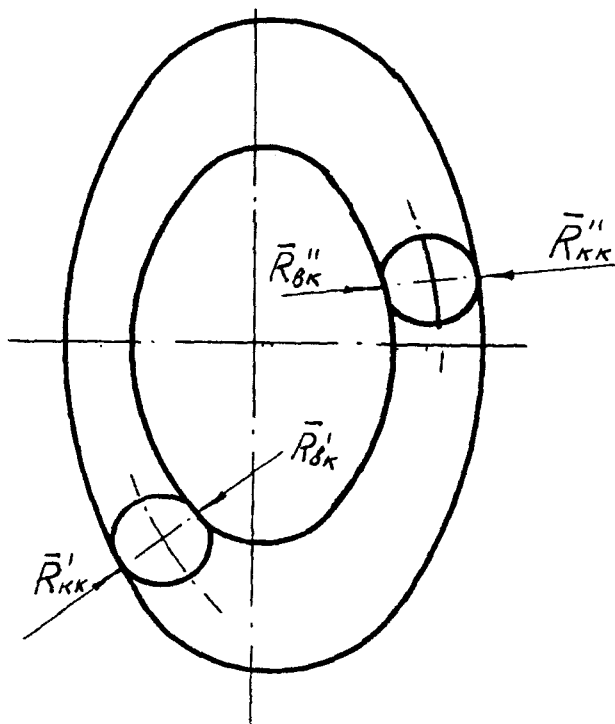


Рисунок 4.3. Схема розташування кульок підшипника у викривленому корпусі шпинделя.

В проміжних положеннях значення реакцій можна отримати за формулами

$$R_{кп} \approx R'_{кп} + \frac{(R''_{кп} - R'_{кп})\delta_{ш}}{\pi};$$

$$R_{вк} \approx R'_{вк} + \frac{(R'_{вк} - R''_{вк})\delta_{ш}}{\pi},$$

де $\delta_{ш}$ - кут взаємного розташування кульок у площині бігової доріжки, який вимірюється від лінії $I_1 - I'_1$ (рис.4.2).

Якщо зміщення Ж-Ж₁ за формулою (4.5) більше за попередній натяг пакета кілець, то в зоні II кульки взагалі не будуть сприймати осьового зусилля, і воно буде передаватись, головним чином, в зоні I (рис.4.2).

У випадку, коли Ж-Ж₁ буде меншим за попередній натяг, осьова сила частково перерозподілиться також на кульки зон I, III, IV на величину прослаблення стиснення кульок зони II.

Таким чином, наслідком викривлення копрусу шпинделя турбобура буде:

1) неможливість перекочування кульок внаслідок вибору зазору та защемлення;

2) нерівномірність сприйняття осьового зусилля окремими кульками одного ряду внаслідок перерозподілу навантаження, більшого для кульок, розташованих ближче до O_r ;

3) втрата колової форми кільцями, оскільки бурильна колона більше деформує корпус шпинделя в площині свого викривлення;

Для зменшення впливу більшості вказаних негативних факторів потрібно зменшувати небажане викривлення осі свердловини, в тому числі за рахунок застосування спеціальних пристроїв, наприклад [106, 107].

4.2. Вирівнювання попередньої зтяжки пакетів кілець кулькової опори

Недоліки напівзалежного (через кульки) попереднього натягу пакетів кілець кулькоопори, які висвітлені в розділах 1 і 3, можна значною мірою усунути за рахунок комбінації відомих методів розв'язку статичної невизначеності [40, 41] у вигляді двох ступенів вільності, якщо не враховувати тіла кочення.

Питання вирівнювання передачі осьового зусилля по послідовно розташованих підшипниках, як і попереднього натягу між пакетами кілець, потребують відповідної доробки. Труднощі полягають в тому, що опирати треба елементи опори, які на відміну від аналога, рухаються один відносно одного. Якщо не застосовувати тіла кочення в контакті пакетів зі зрівноважувальним пристроєм, то мембрана швидко зноситься. Але при цьому виникає додаткова проблема вирівнювання в ряду осьового навантаження між тілами кочення та забезпечення гарантії відсутності їх торкання між собою. На рис.4.4 схематично наведений зрівноважуючий пристрій, який вирішує всі згадані проблеми.

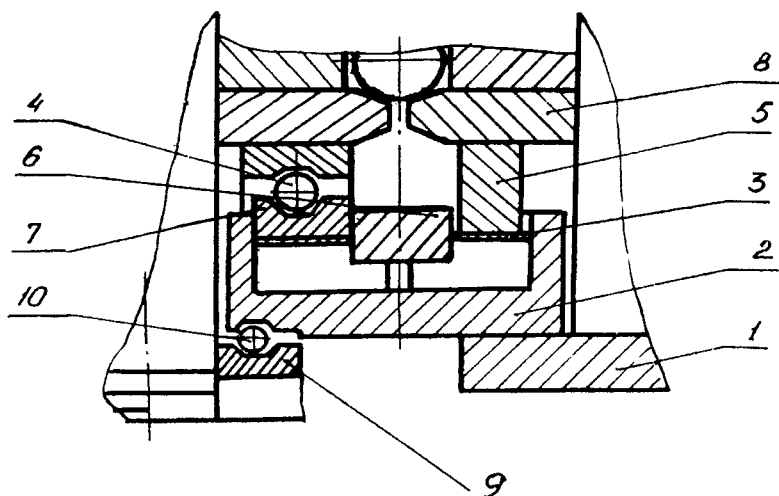


Рисунок 4.4. Зрівноважувальний пристрій.

На ніпель 1 спирається пустотіла п'ята 2 з заповненими рідиною порожнинами, що сполучаються між собою та ущільнені мембранами 3. На одну з мембран опирається пуансон 6, а на другу - упор 5, на який зверху спирається пакет кілець корпусу. Пуансон 6 має напрямну доріжку для розвантажуючих кульок 4, які знаходяться в жолобах сегментів 7 і на які опирається напрямне кільце 8 пакета кілець вала. П'ята 2 з буртом вала з'єднується також через сегменти 9 і напрямні кульки 10. Кількість сегментів повинна бути 4 і більше. Завдяки тому, що кути скосу υ і ψ сегментів не однакові, сегменти вирівнюють навантаження на кульки, а останні ними сепаруються, не даючи змоги тілам кочення торкнутись одне одного. Надлишкові зв'язки [8] відсутні (див. (2.1))

$$\sigma = W - 6n + 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1 = 1 + 3k - 6(1 + 2k) + 4 + 3k + 6k + 1 = 0.$$

Самоустановлення сегментів підп'ятника Мітчела [40] з вирівнюванням на них осьового навантаження відбувається за рахунок виникнення горизонтальних лівої $\bar{R}_{c\kappa}^n$, та правої $\bar{R}_{c\kappa}^n$ проекцій реакцій на кульки з боку сегментів. Різниця плечей їх прикладання відносно центра О кульки (рис.4.6,а)

$$\begin{aligned} R_{c\kappa}^n \cos \upsilon &> R_{c\kappa}^n \cos \psi; \\ r_{h\kappa} \sin \upsilon &< r_{h\kappa} \sin \psi. \end{aligned}$$

Тому сегмент під дією різниці сил

$$R_c = R_{c\kappa}^n \cos \upsilon - R_{c\kappa}^n \cos \psi \quad (4.7)$$

може самоустановлюватись вздовж горизонталі, а під дією моменту M_c

$$M_c = 0.5(R_{c\kappa}^n \sin 2\upsilon - R_{c\kappa}^n \sin 2\psi) r_{HK} \quad (4.8)$$

- повертатись.

У формулах (4.7) і (4.8) через R_{κ}^n позначена реакція з боку передньої напрямної кульки на даний сегмент. Цей поворот буде продовжуватись, поки не вирівняються кути ψ і υ , а також вертикальне навантаження на всі сегменти та кульки. За даними А.Шибеля, підп'ятники Мітчела з сегментами, які самоустановлюються, мають несучу спроможність в 6-8 разів більшу, а тертя в 10...20 разів менше, ніж підп'ятники з суцільним кільцем. Тому замість 12...15-рядової насипної опори можна використати дворядний підп'ятник Мітчела, в якому за допомогою описаного гідравлічного пристрою можна рівномірно передати зусилля на кожен з рядів.

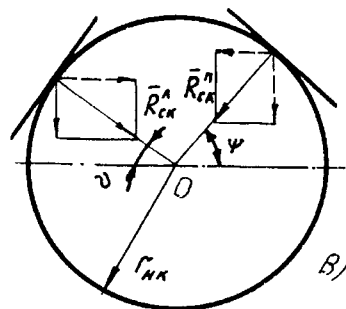
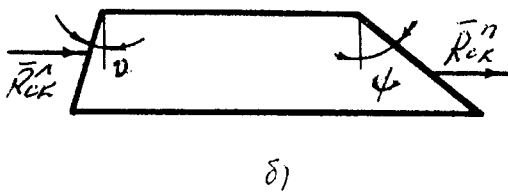
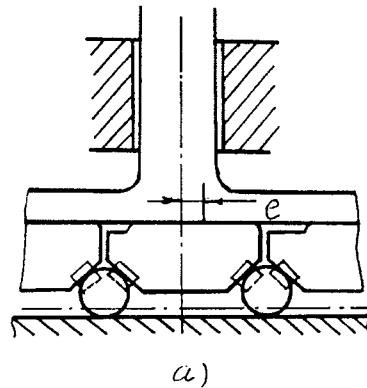


Рисунок 4.5. Підп'ятник.

При попередньому натягу гайкою пакета кілець вала та ніпелем пакета кілець корпусу, а також при дії коливань (див. розділ 3) така конструкція гарантує однаковий розподіл осьового навантаження по вказаних пакетах.

4.3. Рівномірний розподіл осьового зусилля по рядах кулькоопори

Рівномірність розподілу осьового зусилля по рядах теоретично можна забезпечити за допомогою гідравлічного зрівноважувального пристрою. Але він малоприматний для практичного використання в опорі турбобура, через її багаторядність. Тому слід звернутися до іншого способу, який викладений в роботі [1]. Але там використані лише два напрямки, кожен з яких має обмежену сферу застосування:

- 1) відповідний підбір висот дистанційних кілець;
- 2) використання спеціальних тривиступних пружин.

Перший спосіб обмежується тим, що при суворо лімітованих діаметральних габаритах опори більші співвідношення площ призводять до необхідності використання в 10...15 - рядній опорі 9...14 - разового співвідношення діаметрів кульок, що повинно негативно відбитися на довговічності опори. Тому раціональна сфера застосування цього способу обмежується 4 чи 5 рядами, як вказує Б.В.Кузін [2].

Другий спосіб обмежується максимум п'ятьма рядами, оскільки, по-перше, при збільшенні числа рядів опори збільшується вплив жорсткості виступів на рівномірність розподілу осьового навантаження, яке припадає на кожен ряд, а, по-друге, додатково розгерметизовується підшипниковий вузол за рахунок порожнин між виступами.

Основне співвідношення для рівномірного розподілу по всіх рядах [1] має такий вигляд:

$$\frac{C_2^*}{C_4^*} = \frac{i}{j} - 1, \quad (4.9)$$

де C_2^* - жорсткість внутрішнього дистанційного кільця j -го ряду;

C_4^* - жорсткість зовнішнього дистанційного кільця $(j+1)$ -го ряду у всіх “ i ” рядах підшипника.

Однак на той час обмеженим був шлях вибору співвідношення

$$\frac{C_2^*}{C_4^*} = \frac{E_2 S_2}{E_4 S_4},$$

в якому за першим способом використовувалась зміна співвідношення S_2/S_4 при незмінному E_2/E_4 , а за другим - змінювалось E_2/E_4 за рахунок варіації розмірами (в межах одного і того ж матеріалу) міжвиступних ділянок дистанційних кілець.

Однак вже сьогодні, при збереженні співвідношення S_2/S_4 , тобто при однакових габаритах (розмірах), можна підібрати відповідне співвідношення E_2/E_4 за рахунок використання матеріалів з потрібними жорсткісними характеристиками [108]. За рахунок наявності підкріплень, порожнин, спецматеріалів і композитів, включаючи армування нитками або волокнами графіту, бору, сапфіру, карбідів і нітрідів легких елементів, жорсткість і міцність цих матеріалів при нормальних і особливо великих температурах (що характерно для надглибоких свердловин) в 5...10 разів перевищує жорсткість і міцність сталі та в 60...65 разів - пресованої деревини [108]. Комбінація їх з традиційними сьогодні матеріалами дає змогу отримати при

15...17 рядах відповідне співвідношення $\frac{E_2}{E_4}$ при збереженні постійних габаритів.

Тому в дисертаційній роботі пропонується використати випавший, на нашу думку, з поля зору дослідників цей резерв - підбір жорстких механічних властивостей матеріалів двох сусідніх дистанційних кілець при незмінних площах їх перерізу (рис.4.7)

$$\mu = \frac{E_{2,j}}{E_{4,j+1}} = \frac{i}{j} - 1, \quad (4.10)$$

де $E_{2,j}$ - модуль пружності матеріалу внутрішнього j -го дистанційного кільця;

$E_{4,j+1}$ - те ж зовнішнього $(j+1)$ -го дистанційного кільця;

i - кількість рядів кулькоопори;

j - номер ряду кулькоопори.

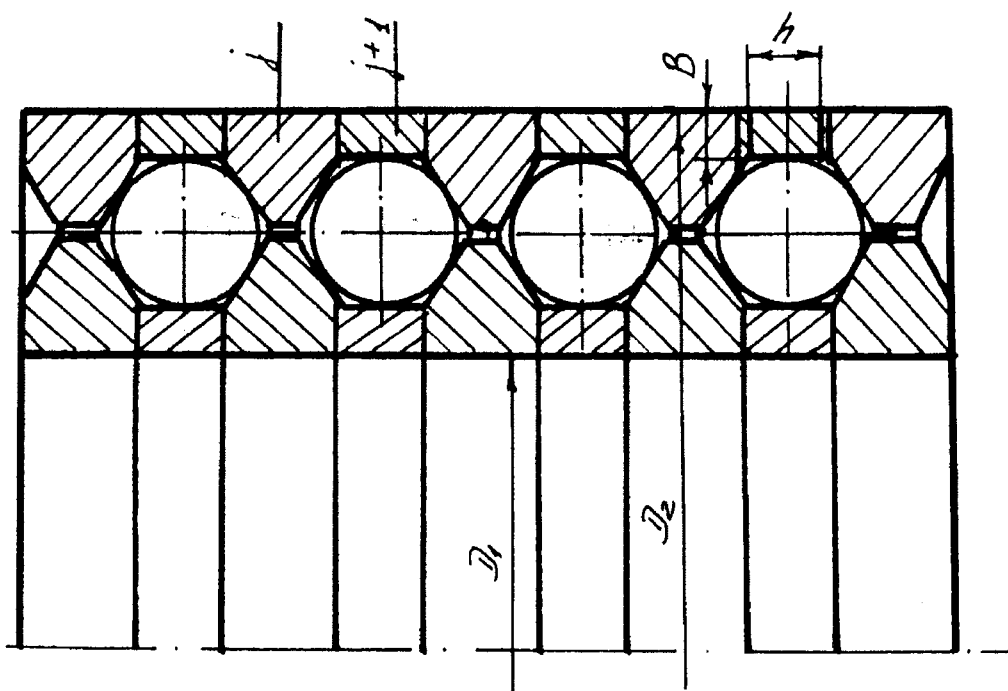


Рисунок 4.6. Схема розташування кілець багаторядного підшипника.

В таблиці 4.1 наведені значення μ - співвідношення модулів пружності E матеріалів двох сусідніх внутрішнього та зовнішнього дистанційних кілець.

З наведених попередньо даних можна забезпечити $\mu \approx 65$.

Таблиця 4.1.

Значення коефіцієнту співвідношення жорсткостей сусідніх кілець

К-кість Рядів	Для ряду №													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
6	5	2	1	1/2	1/5	-	-	-	-	-	-	-	-	-
7	6	5/2	4/3	3/4	2/5	1/6	-	-	-	-	-	-	-	-
8	7	3	5/3	1	3/5	1/3	1/7	-	-	-	-	-	-	-
9	8	7/2	2	5/4	4/5	1/2	2/7	1/8	-	-	-	-	-	-
10	9	4	7/3	3/2	1	2/3	3/7	1/4	1/9	-	-	-	-	-
11	10	9/2	8/3	7/4	6/5	5/6	4/7	3/8	2/9	1/10	-	-	-	-
12	11	5	3	2	7/5	1	5/7	1/2	3/9	1/5	1/11	-	-	-
13	12	11/2	10/3	9/4	8/5	7/6	6/7	5/8	4/9	3/10	1/12	1/12	-	-
14	13	6	11/3	5/2	9/5	4/3	1	3/4	5/9	2/5	1/13	1/6	1/13	-
15	14	13/2	4	11/4	2	9/6	8/7	7/8	2/3	1/2	1/14	1/4	2/13	1/14

Таким чином, використання для рівномірного розподілу по рядах власних властивостей матеріалу для дистанційних кілець дає змогу:

- 1) використати сучасні матеріали в комбінації з традиційними;
- 2) зберегти незмінними габарити кілець;
- 3) розширити обмеження на кількість рядів опори (до $i \approx 65$).

4.4. Теоретичні основи синтезу кульково - роликової опори

В розділі 4.1 встановлена можливість защемлення тіл кочення в насипній опорі в умовах непрямолінійної свердловини. З метою запобігання цьому небажаному явищу потрібно знайти принципово нові закономірності

примусової орієнтації тіл кочення з уникненням кінематичного ковзання одного по другому. В цьому розділі розглядаються теоретичні основи синтезу нової опори на базі відповідного підбору співвідношень розмірів тіл кочення, розміщення ланок та форми елементів кінематичних пар.

4.4.1. Кінематичні співвідношення в кулькоопорі з сепарацією кульками

На рис.4.7 наведена схема кулькопідшипника, запропонованого в [40], з сепарацією кульками 3 меншого діаметра, що рівномірно розташовані між опорними кульками 1 і 2, внаслідок чого опора перетворюється в механізм із замкненим на вході енергетичним потоком [110].

При русі кульок 1 і 2 ліворуч (миттєві центри швидкостей в Π_{10} і Π_{20}), вважаючи, що $r_{ш1} = r_{ш2}$, швидкість точки Π_3 - \vec{V}_{n3} розділяючої кульки неспівпадає з лінією дії швидкості \vec{V}_{n1} , а швидкість точки $\vec{V}_{n'3}$ не співпадає зі швидкістю \vec{V}_{n2} . Тому буде мати місце ковзання кульки 3 з відносними швидкостями

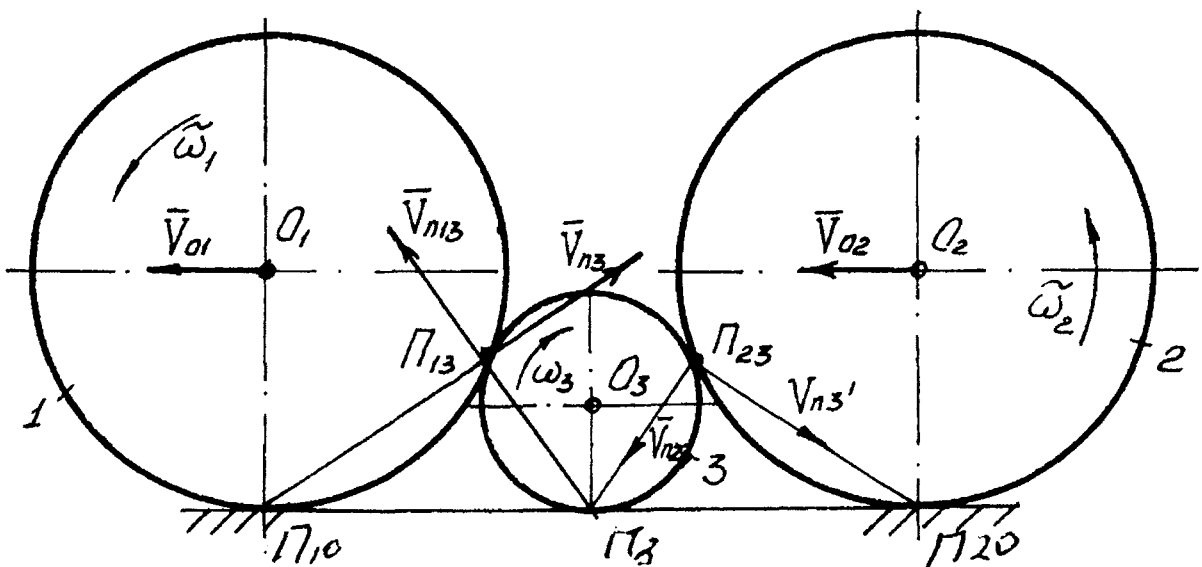


Рисунок 4.7 - Схема кулькопідшипника .

$$\begin{cases} \vec{V}_{n13} = \vec{V}_{n1} - \vec{V}_{n3}, \\ \vec{V}_{n23} = \vec{V}_{n2} - \vec{V}_{n3}. \end{cases} \quad (4.11)$$

Крім того, швидкості \vec{V}_{n3} і $\vec{V}_{n'3}$ теоретично формують кутову швидкість $\vec{\omega}_3$, яка напрямлена протилежно до кутових швидкостей $\vec{\omega}_1$ і $\vec{\omega}_2$ (за ходом годинникової стрілки). Це означає, що центр O_3 розділяючої кульки повинен рухатись праворуч. Тому ця кулька може рухатись тільки ковзанням.

Таким чином, порівняно зі звичайною сепарацією в серійному стандартному підшипнику за допомогою сепараторного кільця цей метод сепарації має незначні переваги по втратах на тертя і не може бути альтернативою насипному варіанту опори в турбобурі.

На рис.4.8, на відміну від рис.4.7, розмістимо розділяючу кульку 3 з протилежного боку, тобто введемо її в контакт зі стояком O_1 з протилежного боку від кінематичних пар основних кульок зі стояком, так щоб кульки 1 і 2 не торкались нерухомої напрямної кульки 3.

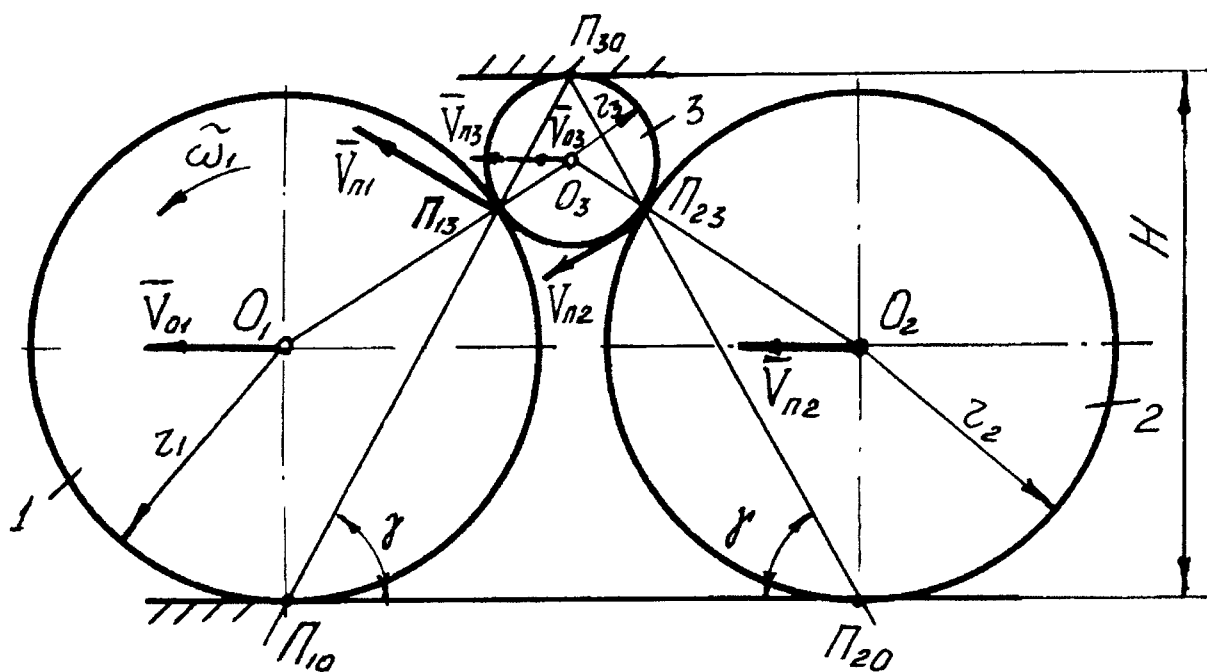


Рисунок 4.8. Схема видозміненого кулькопідшипника.

При цьому підберемо співвідношення радіусів так, щоб швидкості відповідно \vec{V}_{n1} і \vec{V}_{n3} , \vec{V}_{n2} і $\vec{V}_{n'3}$ дорівнювали одна одній. Тоді ковзання в точках Π_{13} і Π_{23} буде відсутнє, а напрями кутових швидкостей $\vec{\omega}_1$ і $\vec{\omega}_3$ будуть протилежні, при співпадаючому напрямі лінійних швидкостей $\vec{V}_{n1}, \vec{V}_{n2}$ і \vec{V}_{n3} .

Однак ці рухи будуть нестійкими: при переміщенні будь-якої з кульок в напрямі, перпендикулярному до площини руху (вздовж осей обертання), контакти будуть порушені.

Врахуємо той факт, що основні кульки в насипній опорі турбобура перекочуються в канавках, які утворюються скосами напрямних кілець вала і корпусу турбобура, а розділююча кулька також повинна мати фіксацію від переміщень вздовж осі обертання, наприклад, також за допомогою відповідної канавки. Тому схема порівняно з рис.4.98 повинна змінитись на ту, що показана на рис.4.9.

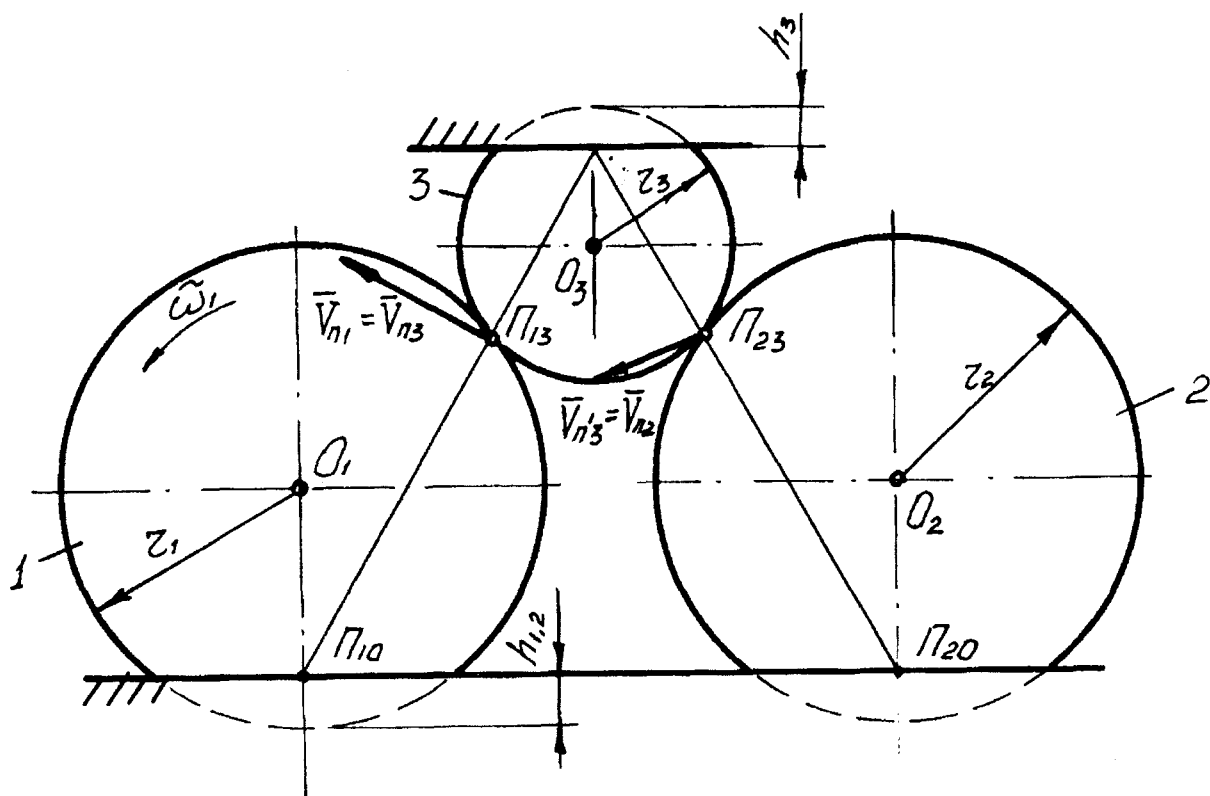


Рисунок 4.9. Вдосконалена схема кулькопідшипника.

Для відсутності ковзання в точках Π_{13} і Π_{23} потрібно виконати умову

$$\frac{r_1 - h_1}{r_3 - h_3} = \frac{r_1}{r_{3\max}} \quad (4.12)$$

або, що рівнозначно

$$\frac{r_2 - h_2}{r_3 - h_3} = \frac{r_2}{r_{3\max}}$$

Але для турбобура це малопритатне в зв'язку зі складністю забезпечення контакту з елементами вала, а крім того контактні напруження в точках Π_{13} і Π_{23} та габарити будуть занадто великими.

Більш придатний може бути кульково-роликовий варіант опори, схематично наведений на рис.4.10. Тут 4 - напрямне кільце вала, 5 - напрямне кільце корпусу турбобура, 3 - фасонний ролик, який в точках Π_{30} торкається двома циліндричними частинами радіуса $r_{3\max}$ напрямного кільця корпусу, в точках Π_{13} і Π_{23} торкається чотирма точками радіуса r_3 фасонної частини, а горловою частиною від $r_{3\min}$ до r_{30} не торкається.

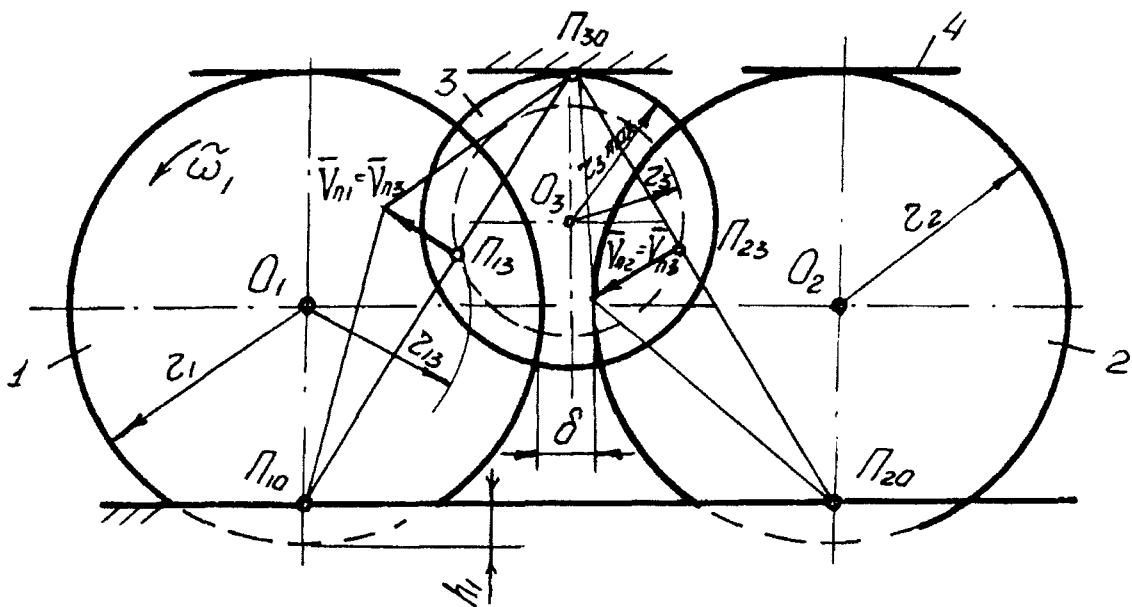


Рисунок 4.10. Схема кульково - роликового варіанту опори.

Умова відсутності ковзання набуває вигляду:

$$\frac{r_k - h_1}{r_{3\max}} = \frac{|O_1\Pi_{13}|}{|O_3\Pi_{13}|} = \frac{|\Pi_{10}\Pi_{13}|}{|\Pi_{30}\Pi_{13}|}. \quad (4.13)$$

На рис.4.11 показаний конструктивний варіант виконання запропонованої нами вперше кульково-роlikової опори (в січенні, перпендикулярному до осі обертання вала).

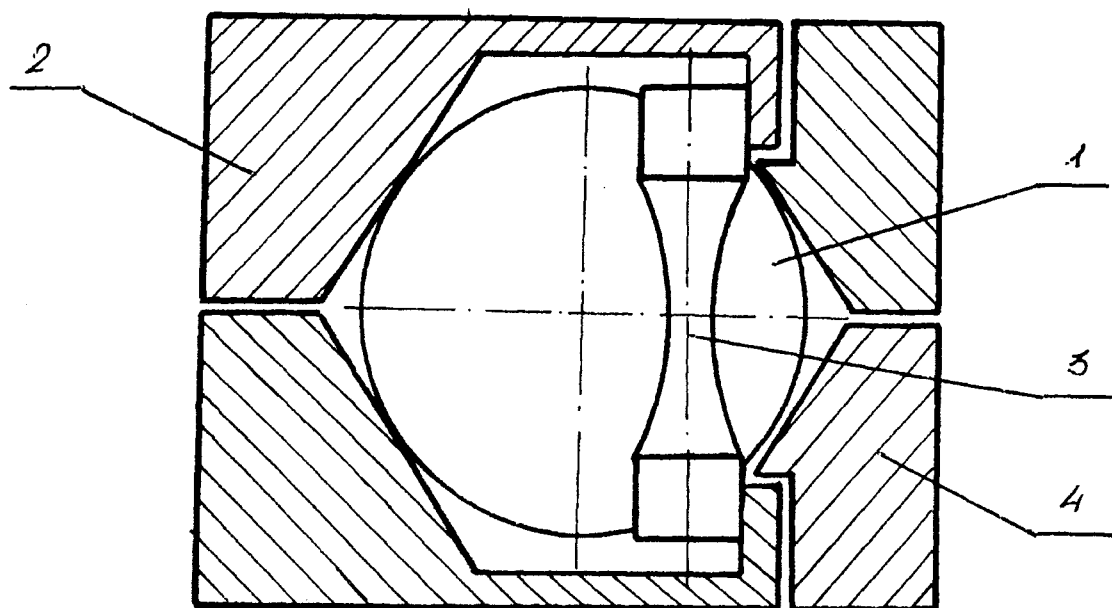


Рисунок 4.11. Конструктивний варіант виконання запропонованої кульково - роlikової опори:

- 1 - несуча кулька;
- 2 - зовнішнє напрямне кільце;
- 3 - розділяючий ролик;
- 4 - внутрішнє напрямне кільце.

На рис.4.12 показаний варіант кульково-роlikової опори, в якій опорними є ролики 1 і 2, а розділяючими тілами - кульки 3 з радіусом r . Остання перекочується в жолобі кільця корпусу (точка Π_{30} - абсолютний центр швидкостей), торкається по колу радіуса $r_{31} = r_{32}$ в двох протилежних (вздовж осі обертання роликів) точках Π_{13} фасонної частини ролика 1 та в

точках Π_{23} ролика 2. Ролики взаємодіють з напрямним кільцем вала 4 і можуть бути навіть конічними. В останньому випадку $r_{\min} < |O_1\Pi_{13}|$.

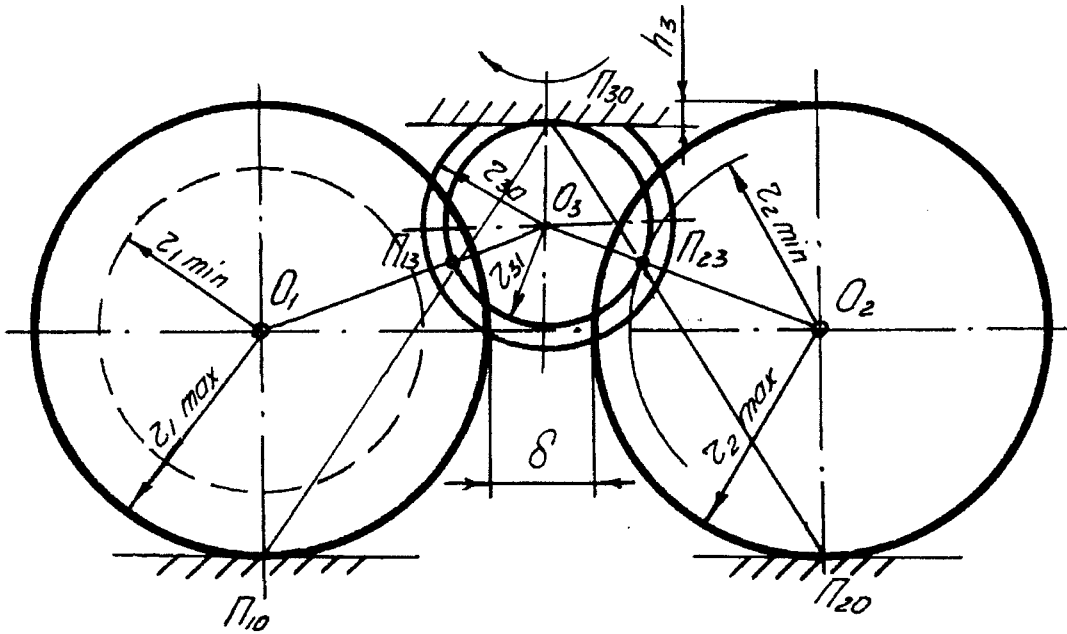


Рисунок 4.12. Варіант кульково-роликової опори з опорними роликами.

4.4.2. Підбір параметрів елементів кінематичної пари кулька - ролик

Спираючись на теорію контактних деформацій [76], можна стверджувати, що питомий тиск і напруги в зоні контакту двох опуклих поверхонь, які взаємодіють, більші, ніж в опукловгнутих. Так, при розробці опукловгнутої кологвинтової передачі Новикова знайдено [112] оптимальні співвідношення між радіусом кривини ρ_0 опуклого елемента та радіусом кривини $\rho_{\text{в}}$ вгнутого елемента в межах $\frac{\rho_{\text{в}}}{\rho_0} = 1.05 \dots 1.1$, тому

$$1 < \frac{\rho_{\text{в}}}{\rho_0} \leq 1.1, \quad (4.14)$$

що дало змогу досягти великої контактної міцності передачі. Виходячи з цього, саме таке співвідношення слід використати для ділянок дотику ролика з кулькою, приймаючи $\rho_e = |O_1P_{13}|$ для твірної ролика в точці дотику, $\rho_o = r_{31}$ - для кульки. Форма ж фасонних ділянок потребує додаткових обґрунтувань.

Дослідження форми бігової доріжки кульки [113] показали, що найбільш перспективними для неї є еліптичні з початковим двоточковим контактом. Саме це і можна використати у першому наближенні для фасонної ділянки ролика.

Фасонна поверхня ролика профілюється дугою еліпса, розташованого біля кінця його більшої осі (рис.4.13). Радіус кривини в точці еліпса з координатами x, z

$$\rho = \frac{(B^4 - B^2x^2 + A^2z^2)^{3/2}}{AB^4}, \quad (4.15)$$

де A, B - велика і мала півосі еліпса.

При $x = 0$, тобто в нижній точці еліпса

$$\rho_o = \frac{B^2}{A}. \quad (4.16)$$

Початковий контакт в двох точках N має місце за умови

$$\frac{B^2}{A} < R_k, \quad (4.17)$$

де R_k - радіус кульки.

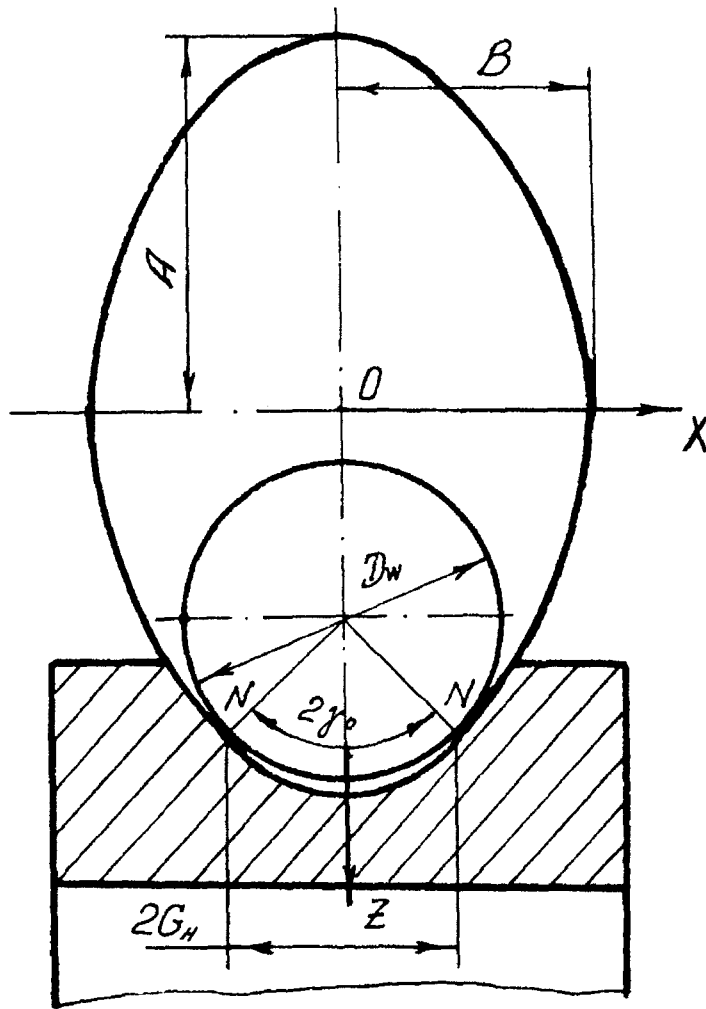


Рисунок 4.13. Форма бігової доріжки та фасонної поверхні ролика.

У цьому випадку відстань від точки початкового контакту до площини симетрії фасонної поверхні визначиться з формули

$$C_n = \sqrt{\frac{A^2 R_k^2 - B^4}{A^2 - B^2}}. \quad (4.18)$$

Центральний кут між точками початкового контакту -

$$2\gamma_0 = 2\arcsin \frac{C_H}{R_k}. \quad (4.19)$$

Радіус кривизни еліпса в точці початкового контакту -

$$\rho_k = \frac{A^2 R_k^3}{B^4}. \quad (4.20)$$

Зазор між кулькою та фасонною поверхнею ролика -

$$z_{к л} = A \sqrt{1 - \frac{x^2}{B^2}} - \sqrt{R_k^2 - x^2} - \frac{\sqrt{(A^2 - B^2)(B^2 - R_k^2)}}{B}. \quad (4.21)$$

Як приклад, на рис.4.14 показаний характер зміни відносного зазора вздовж осі ОХ

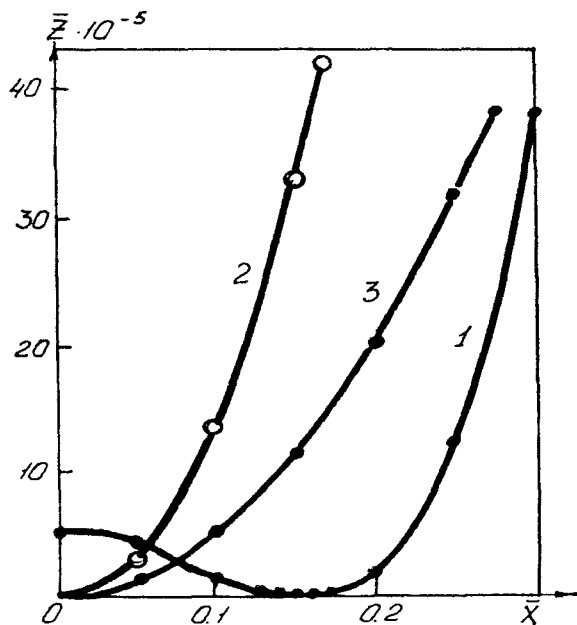


Рисунок 4. 14. Характер зміни відносного зазора між кулькою $R_k = 1$ та фасонними поверхнями ролика [113]:

- еліптичного профілю при $\rho_0 = 0.991R_k$ (крива 1),
- колового профілю при $R_\varnothing = 0.515D_k$ (крива 2),
- колового профілю при $R_\varnothing = 0.505D_k$ (крива 3).

$$2\gamma_0 = 2\arcsin \frac{C_H}{R_k}. \quad (4.19)$$

Радіус кривизни еліпса в точці початкового контакту -

$$\rho_k = \frac{A^2 R_k^3}{B^4}. \quad (4.20)$$

Зазор між кулькою та фасонною поверхнею ролика -

$$z_{к.л} = A \sqrt{1 - \frac{x^2}{B^2}} - \sqrt{R_k^2 - x^2} - \frac{\sqrt{(A^2 - B^2)(B^2 - R_k^2)}}{B}. \quad (4.21)$$

Як приклад, на рис.4.14 показаний характер зміни відносного зазора вздовж осі OX

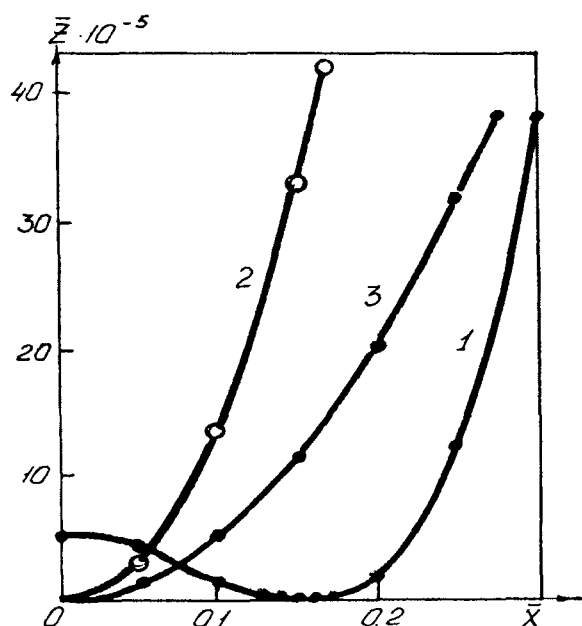


Рисунок 4. 14. Характер зміни відносного зазора між кулькою $R_k = 1$ та фасонними поверхнями ролика [113]:

еліптичного профілю при $\rho_0 = 0.991R_k$ (крива 1),

колового профілю при $R_\emptyset = 0.515D_k$ (крива 2),

колового профілю при $R_\emptyset = 0.505D_k$ (крива 3).

Площини контакту кульки з еліптичною поверхнею ролика у випадку початкового торкання в двох точках має форму, яка нагадує вісімку (рис. 4.15).

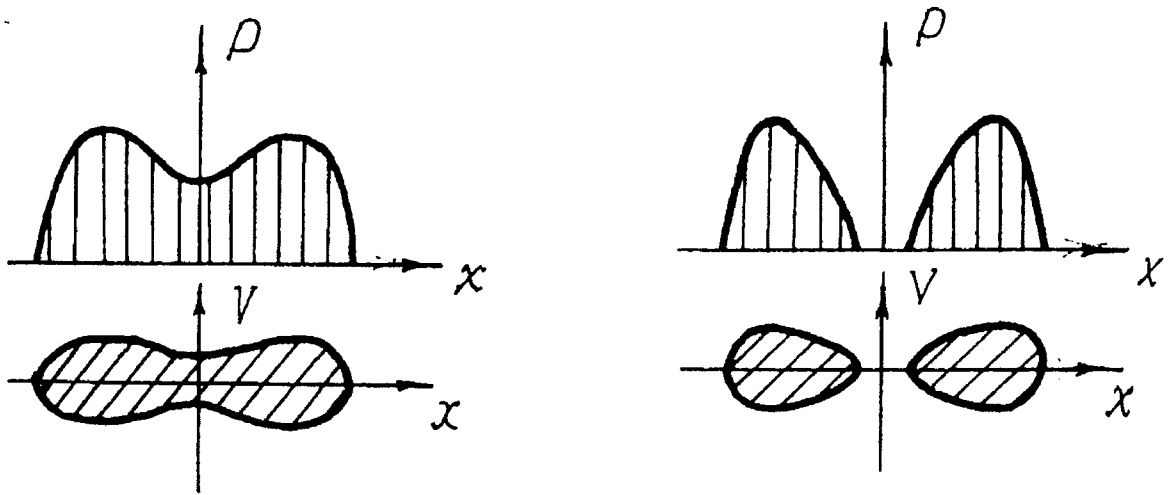


Рисунок 4.15. Форма площадки контакту кульки з роликом.

Епюра тисків при цьому має два максимуми, чим забезпечується більш рівномірне порівняно з коловим профілем розподілення навантаження вздовж площадки контакту та зниження максимального тиску в заданому діапазоні навантажень. Миттєва вісь обертання кульки відносно поверхні ролика проходить близько від зон максимального тиску, завдяки чому зменшуються втрати на диференційне проковзування.

Для ілюстрації на рис. 4.16 наведені розраховані за площею відбитків значення середнього (P_{cp}) і максимального (P_{max}) контактних тисків для випадків контакту кульки діаметром 50.8 мм з коловою поверхнею ролика ($R_o = 0.515D_k$) і еліптичного профіля, який мав такі параметри:

$$A = 75.06 \text{ мм}, B = 43.48 \text{ мм}, \rho_o = 0.991R_k, 2C_n = 7.5 \text{ мм}, \rho_c = 1.017R_k.$$

На більшій частині прийнятого діапазону навантажень витримується нерівність: $P_{maxел} < P_{maxкр}$ [113].

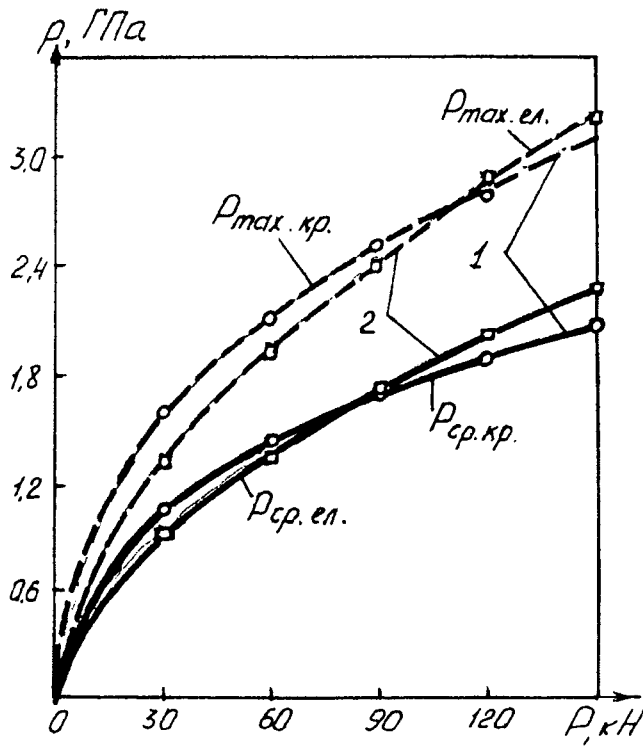


Рисунок 4.16. Значення контактних тисків.

На рис. 4.17 для того ж діапазону навантажень показані експериментально визначені залежності сили опору коченню кульки по коловому ($F_{кр}$) і еліптичному ($F_{ел}$) профілях ролика від навантаження P .

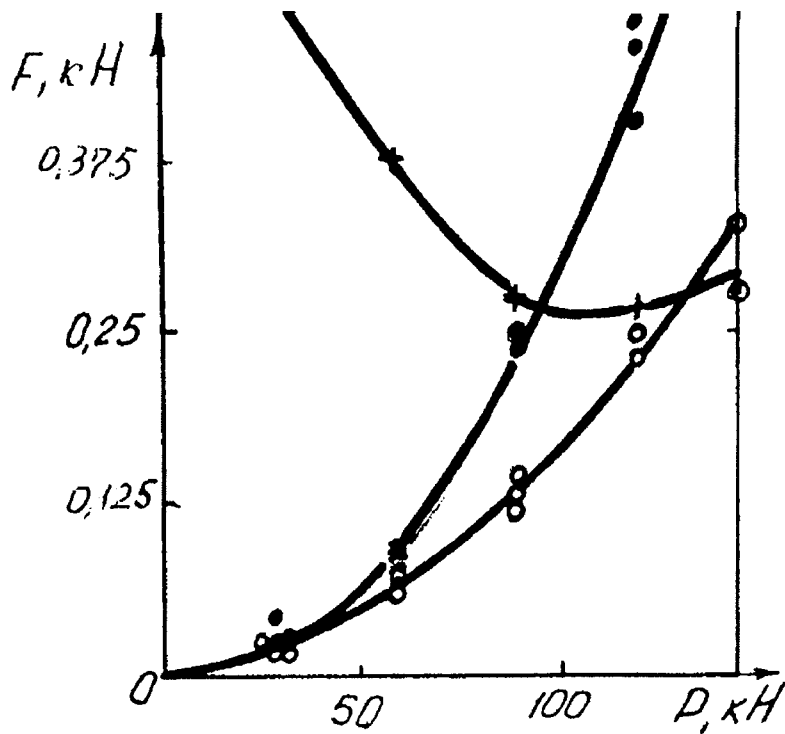


Рисунок 4.17. Залежності сили опору коченню кульки.

При малому навантаженні, коли площадка контакту на еліптичному профілі довша, ніж на коловому, опір коченню на ньому більший, а контактний тиск менший. Зі збільшенням навантаження площадка контакту на еліптичному профілі росте в довжину повільніше, ніж на коловому профілі, відповідно повільніше збільшується опір коченню. Максимальний же тиск практично на всьому діапазоні навантажень залишається на еліптичному профілі нижчим, ніж на коловому, внаслідок більш рівномірного розподілення навантаження вздовж великої осі площадки контакту. Шляхом відповідного підбору параметрів еліпса точка перетину кривих тиску (рис.4.16) і мінімум співвідношення $F_{e.l}/F_{кр}$ (рис.4.17) можуть бути зсунуті вправо чи вліво для забезпечення оптимальних умов на контакті при заданому режимі. Зі збільшенням центрального кута $2\gamma_0$ ці обидві точки зміщуються вправо по осі навантажень, зі зменшенням - вліво.

Контактна жорсткість для еліптичного профілю ролика при $2C_n = (0.3 \div 0.4)R_k$ в межах декількох відсотків співпадає з контактною жорсткістю колового профілю ролика при $R = 0.515D_k$.

Переваги кульково - роликової опори перед насипною опорою такі:

1. Опорні кульки (2 і 3 на рис.4.10) будуть позбавлені небажаної можливості торкатися одна одної, що гарантує їх перекочування по напрямних кільцях корпусу.

2. Енергетичні втрати на тертя при запуску турбобура та при його русі в такій опорі будуть набагато меншими.

3. Контактний тиск в парі "опорна кулька - розділяюча кулька" буде меншим, ніж у запропонованому в [40] кулько - кульковому варіанті з доробками згідно з рис.4.9 за рахунок взаємодії вгнутої та опуклої поверхонь приблизно одного радіуса.

4. Якщо опорними зробити ролики, а кульки розділяючими, то за рахунок збільшення площі контакту (під навантаженням) виникає

можливість зменшити кількість рядів (при співвідношенні довжини та діаметра ролика до діаметра кульки в 1.7 рази).

5. Для кульково - роликової опори з опорними роликами забезпечується фіксація вала в осьовому напрямі, а роликів - вздовж осі їх бертання за рахунок напрямних для кульок та контакту останніх з вгнутою поверхнею фасонної частини роликів.

4.5. Експериментальне визначення залежностей деформації від навантаження при різних профілях твірної ролика

З метою експериментальної перевірки сформульованих в розділі теоретичних положень, були проведені дослідження на взірцях елементів підшипника (рис. 4.18), виготовлених зі сталі марки ШХ15 за стандартною конфігурацією (взірець 2) та визначеною теоретичним шляхом (взірець 1).

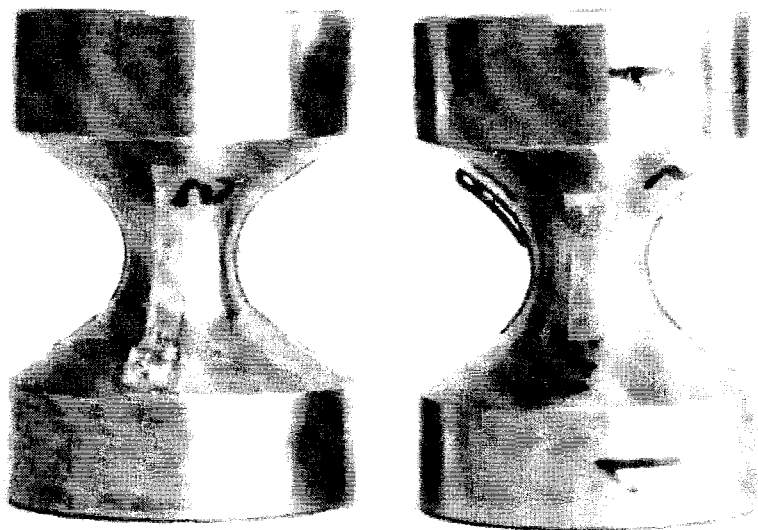


Рисунок 4.18. Взірці елементів підшипника.

Моделювалось навантаження на підшипник, для чого встановлювалась залежність деформації вірців елемента підшипника від величин статичних навантажень, що прикладаються, тобто зняття їх статичних характеристик. При цьому використовувалась універсальна гідравлічна випробувальна машина типу МУП-50. Вона належить до контрольно-вимірювальних засобів, призначених для випробування вірців металу і елементів конструкції статичними навантаженнями при розтягу, стиску, згині.

Для зручності створення навантаження на вірець елемента підшипника при установці його на робочій площадці МУП-50 була розроблена відповідна конструкція вузла кріплення, яка наведена на рис.4.19 (а – вид в розрізі, б – натурний вірець вузла).

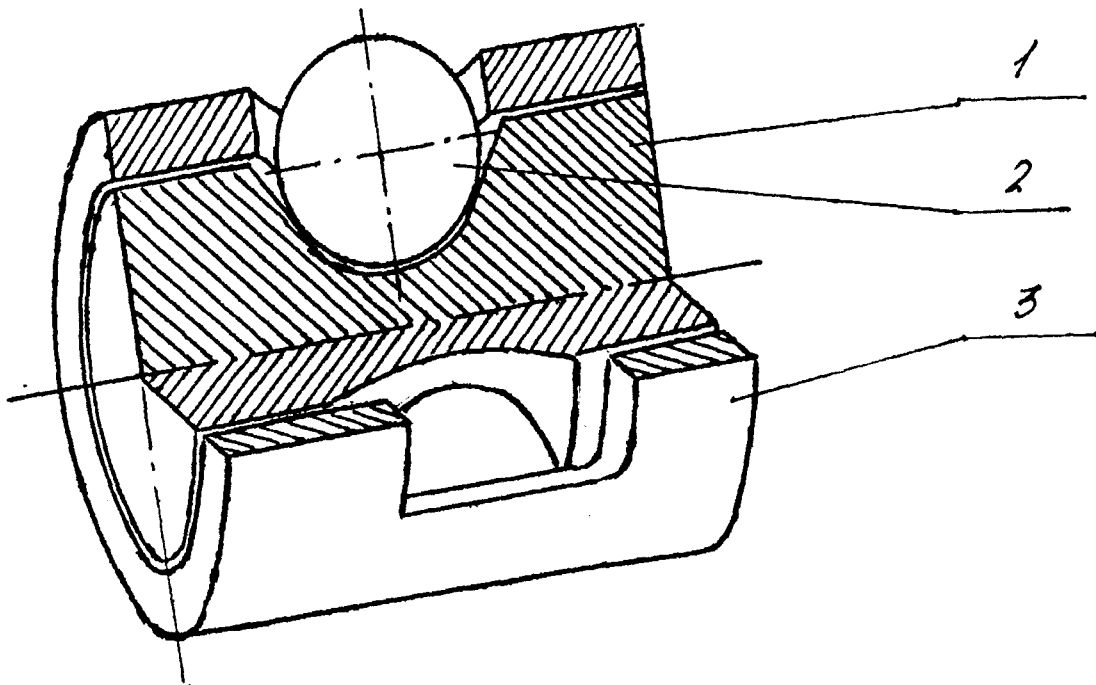


Рисунок 4.19, а. Вид в розрізі конструкції вузла кріплення.

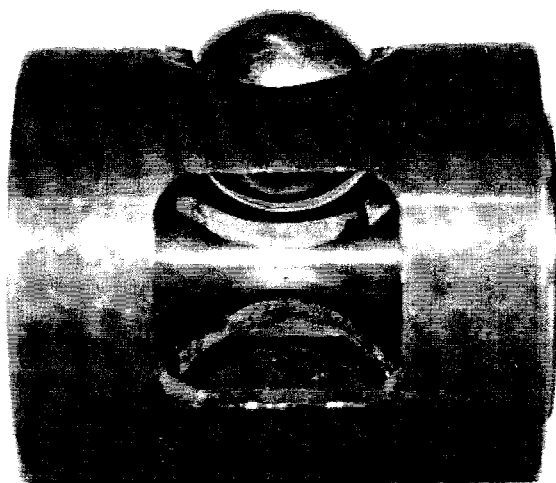


Рисунок 4.19, б. Натурний зріз вузла кріплення.

При визначенні статичних характеристик зрізів елементів підшипника використовувався традиційний метод тензометрування [], для чого на зрізі наклеювались тензодавачі типу 2ПКБ-20-100. Виходячи з того, що тензодавачі не можуть бути розташовані в точках дотику кульки до бігової доріжки через їх механічне пошкодження та з врахуванням симетричності зрізів, схема наклеювання тензодавачів наведена на рис. 4.20.

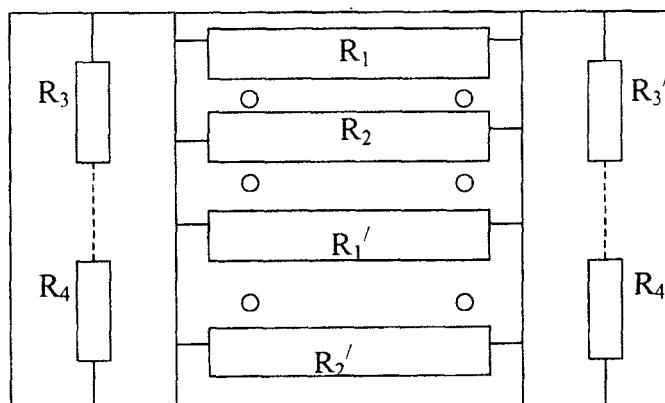


Рисунок 4.20 - Схема наклеювання тензодавачів.

Структурна схема системи вимірювання деформації взірців підшипника показана на рис. 4.21,

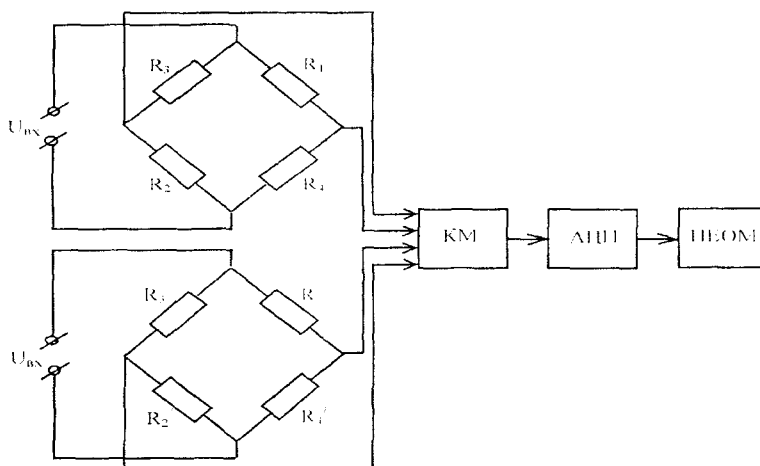


Рисунок 4.21 - Структурна схема системи вимірювань деформації:

КМ – комутатор, призначений для почергового підключення тензомостів, змінюючи тим самим площину зняття інформації;

АЦП - аналогово-цифровий перетворювач (АО 77/4);

ПЕОМ - персональний комп'ютер.

24-розрядний АЦП має вмонтований контролер керування та інтерфейс спряження, який забезпечує підключення АЦП до ЕОМ типу IBM PC. Діапазон вхідного сигналу АЦП $\pm 0...2,5\text{В}$ дає змогу відмовитись від попередніх підсилювачів сигналу з тензодавачів. Розроблене програмне забезпечення для роботи з АЦП дає можливість здійснювати програмне управління: - підсиленням вхідного сигналу від тензодавачів з коефіцієнтом $K_{II} = 1-128$ разів; - вибором частоти знімання даних в діапазоні від $f_{оп} = 5-500\text{Гц}$ та вибрати розрядність АЦП: 16 бітну чи 24 бітну.

При проведенні експериментів було вибрано $K_{II} = 64$ рази, що відповідає розрядності 18 біт, та $f_{оп} = 50\text{Гц}$, що обумовлено необхідністю виключення впливів зовнішньої завади частотою 50Гц в мережі живлення.

Порядок проведення експериментів такий. Елемент підшипника разом з кулькою вставлявся в конструкцію вузла кріплення, яка в свою чергу розташовувалась на робочій площадці МУП-50. Створювалось змінне навантаження через кульку на елемент підшипника від початкового $P_n = 120$ кН до максимального $P_M = 1000$ кН з кроком $\Delta P = 400$ Н. З метою отримання вірогідних результатів експеримент проводили 3 рази при поступовому зростанні і знятті навантаження з фіксацією його через кожні 400 Н. Запис результатів вимірювання при кожному фіксованому навантаженні трьох усереднених відліків для кожної із двох площин здійснювався програмним шляхом.

В процесі проведення експериментів було виявлено, що відмінність між результатами вимірювання деформації в двох площинах при однаковому навантаженні не перевищує 0,023% через їх симетричність, що вказує на правомірність вибору схеми наклеювання тензодавачів. Результати експериментів, наведені у вигляді графічної залежності деформації від навантаження (рис.4.22), підтверджують результати експериментів Інституту машинознавства Росії і доводять, що: - підшипники з еліптичною твірною ролика будуть більш довговічними, ніж підшипники з конусною твірною ролика; - пружна характеристика тіл кочення з пропонованою конфігурацією на контакті є нелінійною жорсткого типу з більшою нелінійністю, ніж при стандартній конфігурації.

Деформація
ум.од.

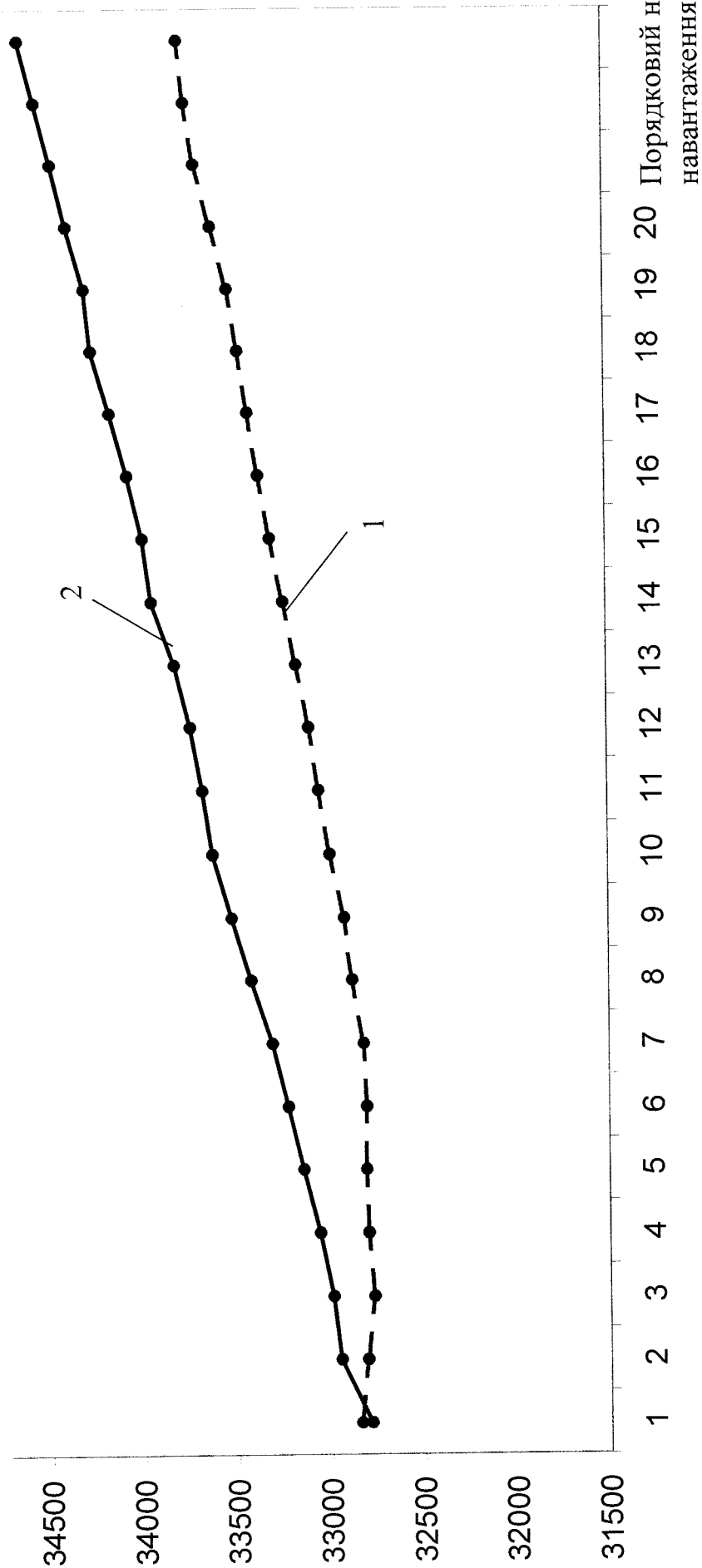


Рисунок 4.22. Графічна залежність деформації від навантаження.

4.6. Момент опору провороту опори кочення

Для насипної опори в заклиненому стані у викривленій колоні момент опору слід розраховувати як для заклиненої пари ковзання, вважаючи, що сила тертя, прикладена на середньому діаметрі еліптичної частини доріжки, що прилягає до центра кривини O_r (див.4.1)

$$M_{тн} = fF_1 r_{ср}, \quad (4.22)$$

де $r_{кв}$ - внутрішній радіус зовнішнього дистанційного кільця,

$$r_{ср} = r_{кв}^H - r_k - \frac{\Delta h_{кв} \cdot r_{кн}}{2r_{кв}^H},$$

В кульково - роликовій опорі втрати, що виникають, з'являються внаслідок таких причин:

1) відносного проковзування частинок zdeформованої робочої поверхні кульок, які розташовані вище та нижче миттєвої осі обертання кульки, відносно профільної поверхні ролика та напрямних (диференційне проковзування);

2) пружного проковзування внаслідок нерівності радіусів кривини, а тому і нерівності значень пружних контактних деформацій поверхневих мікрооб'єктів тіл, що стискаються;

3) недосконалості пружної характеристики матеріалу, що проявляється в нерівному поверненні матеріалом при розвантаженні тієї частки енергії, яка була витрачена на деформування (гістерезісне ковзання);

4) молекулярної взаємодії контактуючих поверхонь, що чинить опір їх наближенню одна до одної на передній кромці контакту та роз'єднанню - на задній.

Якщо рахувати наявність шести точок контакту (по дві точки з напрямними кільцями та в двох точках між собою) тіл кочення і знехтувати пружним проковзуванням між ним (в зв'язку з тим, що різниця радіусів кривини складає $\approx 10\%$), то до кульки будуть прикладені такі сили (рис.4.23):

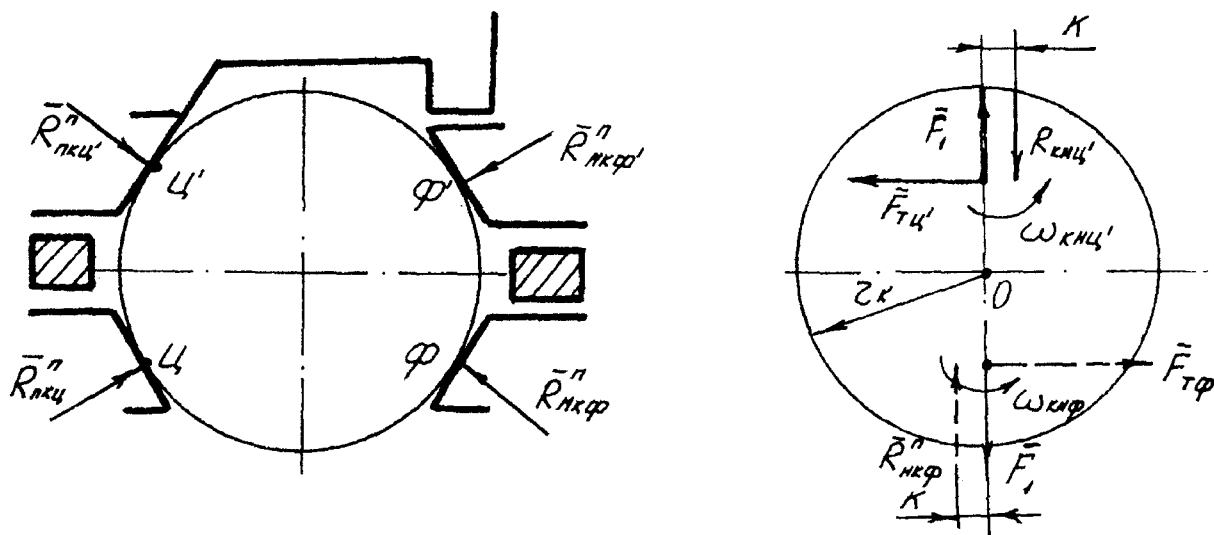


Рисунок 4.23. Розрахункова схема для визначення опору провороту опори кочення шпинделя турбобура.

F_1 - частина осевого зусилля, що припадає на одну кульку, $\bar{R}_{н к ц}$ і $\bar{R}_{н к ц'}$ - рівнодійні нормальних тисків, які розвиваються на пружних площах в зоні точок Ц і Ц'; $\bar{R}_{н к ф}$ і $\bar{R}_{н к ф'}$ - те ж точок Ф і Ф'; сили тертя спокою $\bar{F}_{тц}$ і $\bar{F}_{тф}$; $\bar{F}_{тц1}$; $\bar{F}_{тф}$ і $\bar{F}_{тф1}$.

Рівновага кульки опишеться рівняннями

$$\left. \begin{aligned} R^n &= R_{н к ф}^n = R_{н к ф'}^n = R_{н к ц}^n = R_{н к ц'}^n = \frac{F}{2n \cos 30^\circ} = \frac{F}{\sqrt{3}n}; \\ \bar{F}_{тц} &= -\bar{F}_{тф}; \bar{F}_{тц'} = -\bar{F}_{тф'}; \\ 2kR_{н к ф}^n &= F_T(2k - h_n); \\ F_{тц} &= R_{н к цп}^n f_n; F_{тц'} = R_{н к ц'п}^n f_n \end{aligned} \right\} (4.23)$$

де f_n - коефіцієнт тертя спокою;

k - коефіцієнт тертя кочення.

Потужність на тертя перекочування в зонах Ц, Ц', Ф, Ф' однієї кульки визначиться як

$$P_T^{(i)} = 4kR^n \omega_k, \quad (4.24)$$

де кутову швидкість кульки ω_k з рис.4.11 можна знайти через відому швидкість напрямного кільця вала ω_H

$$\omega_k = \frac{\omega_H (r_{B_3}^H - h_H)}{2(r_k - h_H)}. \quad (4.25)$$

У ряді кульково - роликової опори потужність буде дорівнювати

$$P_p = \sum_1^n P_T^{(i)} = \frac{4k \cdot F_1}{\sqrt{3}} \omega_H \frac{(r_{B_3}^H - h_H)}{2(r_k - h_H)}, \quad (4.26)$$

де $r_{B_3}^H$ - зовнішій радіус напрямного кільця вала.

Потужність частини рушійного моменту, що прикладений до напрямних кілець вала, повинна дорівнювати потужності сил тертя перекочування всіх кульок під навантаженням та сил подолання власних витрат на тертя розділяючого ролика

$$M_{kp} \omega_H = \frac{4kF_1 \omega_H (r_{B_3}^H - h_H)}{2(r_k - h_H)} + 0.08r_{3max} \omega_p, \quad (4.27)$$

де

$$\omega_p = \frac{\omega_H (r_{B_3}^H - h_H)}{2r_{3max}}.$$

З (4.27) отримуємо вираз для M_p

$$M_{kp} = \left[\frac{kF_1}{r_k - h_n} + \frac{0.02}{r_{3max}} \right] (r_{B3}^n - h_n). \quad (4.28)$$

Чисельне порівняння (4.28) з (4.22) показує, що момент M_{kp} менший за момент $M_{тн}$ наближено у 10 разів.

Висновки

1. Вперше встановлено, що небажаним наслідком викривлення колони буде неможливість перекочування кульок, нерівномірність сприйняття осьового зусилля окремими кульками, втрата колової форми напрямними кільцями, поява додаткових деформацій елементів опори в площині, перпендикулярній до осі колони.

2. Запропоновано новий принцип досягнення рівномірності розподілу осьового зусилля по окремих рядах опори, який базується на відповідному підборі пружних характеристик матеріалу сусідніх дистанційних кілець і дає змогу зняти обмеження на максимальну кількість рядів в опорі.

3. Для запропонованої на рівні патенту кульково-роликової комбінації тіл кочення в опорі підібрані співвідношення радіусів елементів кінематичної пари “ролик-кулька” в інтервалі 1.05-1.1, які дають змогу зменшити контактний тиск приблизно в два рази.

4. Експериментально підтверджено, що кульково-роликовий підшипник володіє пружною характеристикою жорсткого типу нелінійності.

5. Встановлено, що момент сил тертя у запропонованій опорі буде меншим майже у 10 разів за момент сил тертя у насипній опорі кочення.

ВИСНОВКИ

В результаті проведених досліджень науково обґрунтовані шляхи подальшого вдосконалення осьової опори кочення вала шпинделя турбоббура та умов її роботи.

1. Вперше змодельовано та проаналізовано вплив півкубічної пружної характеристики опори на підсистему “долото-опора шпинделя турбобура-турбобур”. При цьому встановлено, що насипна опора має від 229 до 1848 надлишкових в’язей, тому доцільним є моделювання опори зведеною ланкою та зведеним зв’язком; залежність зведеного коефіцієнту жорсткості опори від навантаження має м’яку нелінійну характеристику; нелінійна пружна характеристика опори насипного типу обмежує стійкій режим експлуатаційної швидкості обертання вала шпинделя турбобура, який визначається з системи рівнянь (3).

2. Оцінено ефективність віброзахисту опори за допомогою амортизатора оболонкового типу, синтезовано та якісно проаналізовано вдосконалений віброізолятор. При цьому встановлено, що віброзахисний пристрій буде ефективним, якщо експлуатаційна швидкість обертання вала шпинделя турбобура буде задовільняти нерівності $\eta \geq \eta_0$; віброзахисний пристрій типу АОТ спроможний дещо розширити зону стійкості гармонійних коливань у порівнянні з коливаннями кулькоопори без АОТ, але він малоефективний щодо повернення частки коливної енергії долоту для підвищення ефективності руйнування породи долотом; миттєва потужність коливань, що передається від долота, являє собою косинусоїдну функцію, яка змінюється з частотою, в два рази більшою за частоту коливань; у віброізоляторі несиметричного типу досягається збільшення абсолютної величини від’ємного значення змінної частини потужності за рахунок відповідного перерозподілу співвідношення амплітуди r_{0i} і кута ζ_i зсуву фази

при збереженні забезпечення зони стійкості, яку дає пристрій типу АОТ, а також забезпечується саморегулювання власних параметрів пристрою під зміну амплітуди коливань у певних межах; незалежний натяг пакетів кілець насипної опори окремо для вала та корпусу призводить до нерівномірності передачі зусиль на пакети, перевантаженості нижнього ряду кульок і до формування небажаного режиму роботи внутрішнього напрямного кільця.

3. Вдосконалений метод вирівнювання передачі осьового зусилля на кожний з рядів опори за рахунок відповідного підбору матеріалів сусідніх дистанційних кілець опори при збереженні рівності їх діаметрів і висот. Це дозволяє зменшити кількість рядів опори та зберегти герметизацію опори.

4. Проведені теоретичні обґрунтування та вперше розроблена схема опори із сепарацією тіл кочення тілами кочення із забезпеченням їх перекочування та зменшенням енергетичних витрат на тертя, що відкриває перспективи зниження числа обертів вала турбобура. Застосування її можливе як для осової, так і для середньої опори. При цьому встановлено, що доцільне застосування еліптичної з двоточковим торканням форми фасонної твірної ролика в комбінованому кульково-роликовому підшипнику; з метою підвищення ресурсу роботи опори та зменшення контактних напруг в парі “кулька-ролик” розробленої кульково-роликової опори потрібно вибирати в точках контакту співвідношення між радіусом повздожньої твірної та радіусом кульки рівне 1,1, а форму фасонної частини ролика - еліптичною з контактом в двох точках.

5. Для зменшення кількості рядів опори потрібно використати або кульково-роликову опору, в якій конічний ролик є опорним, або послідовно з'єднаний підп'ятник Мітчела. Вони здатні зменшити в 5-8 разів енергетичні втрати на тертя та в 2-7 разів кількість рядів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Турбобуры с наклонной линией давления /Под ред. Р.А.Иоанесяна.- М.: Недра, 1969.-192 с.
2. Иоанесян Р.А., Кузин Б.В., Малышев Д.Г. Турбобуры с подшипниками качения.- М.: Недра, 1971.-124 с.
3. Опыт применения амортизаторов для бурения скважин/ В.А.Варенник, И.М.Фрыз, В.М.Мойсишин и др.// ЭИ ВНИИОЭНГ: Отечеств. опыт. Бурение, 1987.- Вып. 9.- С. 3-5.
4. Воробйов В.М. Вдосконалення конструкції опори вибійних двигунів// Нафта і газ України-96: Матеріали науково-практичної конференції.- Харків, 1996.- С. 207-208.
5. Воробйов В.М. Перспективні шляхи підвищення надійності опори турбобура//Методи і засоби технічної діагностики: Зб. матеріалів XII міжнародної міжвуз. школи-семінару.- Івано-Франківськ, 1995.- С. 168-170.
6. Воробйов В.М. Віброзахист кулькоопори турбобура за допомогою амортизатора оболонкового типу// Розвідка та розробка нафтових і газових свердловин.-Івано-Франківськ, 1996.- № 33.- С. 153-157.
7. Воробйов В.М. До розробки перспективного віброізолятора опори турбобура// Розвідка та розробка нафтових і газових свердловин.-Івано-Франківськ, 1996.- № 33.- С. 157-160.
8. Патент України 23827 А, МКВ Е 21 В 17/07. Віброзахисний пристрій опори турбобура/ Воробйов В.М., Воробйов М.С., Векерик В.І. (Україна); Івано-Франк. держ. техн. ун-т нафти і газу.- № 97052172; Заявл. 12.05.97; Опубл. 31.08.98, Бюл. №4.- 5 с.
9. Воробйов В.М. Енергетичні співвідношення при коливанні долота з віброізолятором опори// Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ.- Івано-Франківськ, 1998.- № 35.- Том 4.- С. 141-146.

10. Воробйов В.М. Рівномірність розподілу осьового навантаження в насипній опорі кочення турбобура// Розвідка та розробка нафтових і газових свердловин.-Івано-Франківськ, 1996.- № 33.- С. 149-153.
11. Воробйов В.М. До питання про рівномірний розподіл осьового зусилля по рядах опори турбобура// Тез. доп. наук.-техн. конф. проф.- викладацького складу ун-ту нафти і газу.- Івано-Франківськ, 1997.- С. 116.
12. Воробйов М.С., Воробйов В.М., Воробйов О.М. Перспективні кульково-роликові механізми із замкненим енергетичним потоком// Теорія механізмів, машин і техносфера України ХХІ сторіччя: Матеріали з'їзду.- Харків, 1997.- С.13.
13. Воробйов М.С., Воробйов В.М. Підшипники з сепарацією тілами кочення як нова елементна база нафтового обладнання// Нафтогазова промисловість: Оглядова інформація.- Івано-Франківськ, 1999.- Вип. 2.- С. 8-10.
14. Воробйов В.М., Векерик В.І. Проектне забезпечення надійності кульково-роликової опори//Методи і засоби технічної діагностики: Зб. праць ХІV міжнародної міжвуз. школи-семінару.- Івано-Франківськ, 1997.- С. 225-227.
15. Патент України 25390 А, МКВ F 16C 19/00. Кульково-роликова опора кочення/ Воробйов В.М., Воробйов М.С., Векерик В.І. (Україна); Івано-Франк. держ. техн. ун-т нафти і газу.- № 96031154; Заявл. 23.06.96; Опубл. 25.12.98, Бюл. №6.- 3 с.
16. Спивак А.И., Попов А.Н. Механика горных пород.-М.: Недра, 1975.- 200с.
17. Эйгелес Р.М., Стрекалова Р.В. Расчёты оптимизации процессов бурения скважин.- М.: Недра, 1977.- 200 с.
18. Лебедев Н.Ф. Динамика гидравлических забойных двигателей.-М.: Недра, 1981.- 251 с.
19. Оценка энергетических затрат на динамическое взаимодействие бурильного инструмента с околоскваженной средой при турбинном бурении / Васильев Ю.С., Кайданов Э.П., Никитин Ю.Ю. и др. // Науч. труды / ВНИИ буровой техники.- 1978.- Вып. 41.- С.162-167.

20. Экспериментальная оценка энергетических затрат на вибрацию низа бурильной колонны при турбинном бурении / Тимофеев Н.С., Ворожбитов М.И., Шумилов В.П. и др. // Машины и нефтяное оборудование.- 1971.- №2.- С. 13-17.
21. Янтурин А.Ш. Выбор длины УБТ с учётом условий проводки скважины // Нефтяное хозяйство. 1988.- №9.- С. 18-21.
22. Ворожбитов М.И. Анализ взаимодействия долота с забоем скважины по данным записи вибрации // Нефтяное хозяйство. 1972.- №4.- С.29-33.
23. Шрейнер Л.А. Физические основы механики горных пород.- М.: Гостоптехиздат, 1950.- 211 с.
24. Гуреев И.Л. Исследование механизма разрушения горных пород по размерам частиц бурового шлама // Новые пути получения технологической информации с забоя скважины при бурении. Сб. науч. тр.- Тюмень, 1974.- Вып.39.- С.176-190.
25. Гуреев И.Л., Копылов В.Е. Новый метод оценки динамического удара долота о забой скважины по гранулометрии бурового шлама // Нефть и газ Тюмени. Сб. науч. тр.- Тюмень, 1972.- Вып.14.- С.21-22.
26. Балицкий В.П. Осевые динамические силы, действующие на турбобур при бурении вертикальных скважин // Машины и нефтяное оборудование. 1976.- № 10.- С.35-39.
27. Максименко М.Е., Симонов В.В., Юнин Е.К. Низкочастотный резонанс бурильной колонны в вертикальной скважине и способ его устранения / Гос. акад. нефти и газа.- М., 1993.- 43 с.- Деп. В ВИНТИ 02.08.93, №2189.
28. Огородников П.И. Низкочастотные колебания бурильной колонны при турбинном способе бурения / Ивано-Франк. Ин-т нефти и газа.- Ивано-Франковск, 1988.- 11 с. Деп. В УкрНИИНТИ 22.11.88, №2929.
29. Сароян Н.Р. Влияние продольных колебаний бурильной колонны на усилие, передаваемое долоту // Вопросы бурения нефтяных и газовых скважин в Азербайджане.- Баку, 1985.- С.74-79.

30. Кулябин Г.А. К определению динамической нагрузки на долото в упруго-пластичных породах // Технология бурения нефтяных и газовых скважин. Сб. науч. тр.- Тюмень, 1972.- Вып.13.- С.33-37.
31. Любарский А.П., Ефимов В.Д. Исследования динамических усилий, возникающих при вращении шарошечного долота // Машины и нефтяное оборудование.- 1977ю- №10.- С.29-31.
32. Колесников Н.А., Бицута В.К., Фёдоров В.С. Определение максимальной динамической нагрузки на долото // Изв. Вузов. Нефть и газ.- 1964.- №10.- С.28-32.
33. Фетько Ю.А. Экспериментальная оценка влияния режима бурения с резонансными колебаниями системы вала турбобура на показатели бурения крепких пород // Науч. труды ВНИИ буровой техники.- 1978.- Вып. 41.- С.19-31.
34. Задорожный С.И., Шумилов В.П. О влиянии продольных колебаний низа бурильной колонны на М-п характеристику турбобура // Нефтяная и газовая промышленность. Сер. Стр-во нефт. и газовых скважин на суше и на море.- 1993.- №6-7.- С.3-6.
35. Симонянц С.Л. Аналитическое исследование устойчивости работы турбобура // Науч. труды ВНИИ буровой техники.- 1977.- Вып. 42.- С.97-104.
36. Крагельский И.В. Коэффициенты трения.- М.: Машгиз, 1962.
37. Середа Н.И., Соловьев Е.М. Бурение нефтяных и газовых скважин.- М.: Недра, 1988.- С.11-13.
38. Р.А.Иоанесян. Новое направление развития техники турбинного бурения // Нефтяное хозяйство. 1977. -№1.- С. 10-13.
39. Миловидов С.С. Детали машин и приборов.- М.: Высшая школа, 1971.- 488 с.
40. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы.- М.: Машиностроение, 1979.- 334 с.

41. Кожевников С.Н. Основания структурного синтеза механизмов.- Киев: Наук. думка, 1979.- 232 с.
42. Колебания стержневых систем с амортизатором/ Д.С. Васильев, Э.П. Кайданов, А.В. Мушников, Ю.Ю. Никитин // Труды ВНИИБТ-1978.-Вып 41.- С.150-155.
43. Иоанесян К.В. Спутник буровика.- М.: Недра, 1990.- 303 с.
44. Ишемгужин Е.И. Нелинейные колебания элементов буровых машин.- Уфа: Изд-во Уфимского нефтяного института, 1988.- 98 с.
45. Фролов К.В., Фурман Ф.А. Прикладная теория виброзащитных систем.- М.: Машиностроение, 1980.- 276 с.
46. Быховский И.И. Основы теории вибрационной техники.- М.: Машиностроение, 1968.- 363 с.
47. Симонов В.В., Юнин Е.К. Влияние колебательных процессов на работу бурильного инструмента.- М.: Недра, 1977.- 216 с.
48. Огородников П.И. Управление углублением забоя скважены на базе изучения динамических процессов в бурильной колонне: Дис.... докт. техн. наук.- Ивано-Франковск, 1991.- 421 с.
49. Векерик В.И. Совершенствование технологии углубления скважин изменением динамики работы бурильного инструмента: Дис.... докт. техн. наук.- Ивано-Франковск, 1991.- 750 с.
50. Мирзаджанзаде А.Х., Керимов З.Г., Копейкис М.Г. Теория колебаний в нефтепромысловом деле.- Баку: МААРИФ, 1976.- 363 с.
51. Огородников П.И. Імітаційна модель заглиблення вибою свердловини// Нафтова і газова промисловість, 1992.- № 2.- С. 25-27.
52. Исаченко Л.Е. Теоретические исследования динамики долота с турбобурами разных конструкций// Труды ВНИИБТ.- 1977.- Вып.42.- С.47-56.
53. Юнин Е.К. Управление низкочастотными колебаниями бурильной колонны с целью повышения эффективности процесса бурения. Дис.... докт. техн наук.- М.: 1983.- 312 с.

54. Юнин Е.К. Низкочастотные колебания бурильного инструмента.- М.: Недра, 1983.- 132 с.
55. Балицкий П.В. Взаимодействие бурильной колонны с забоем скважины.- М: Недра, 1975.- 293 с.
56. Бадалов Р.А. Некоторые вопросы кинематики и динамики трехшарошечных долот// Изв. вузов. Нефть и газ.- 1968.- №8. С.37-40.
57. Керимов З.Г., Копейкис М.Г., Фархадов И.Д. Гашение колебаний контейнера с измерительной аппаратурой в процессе бурения// Изв. вузов. Нефть и газ.- 1969.- №1. С.29-32.
58. Санников Р.Х., Мавлютов М.Р. Вынужденные продольные колебания бурильного инструмента и динамическая нагрузка на долото// Изв. вузов. Нефть и газ, 1972.- № 3.- С. 25-30.
59. Песлей П., Боги Д. Колебания бурильных труб, вызванные вибрацией долота в процессе разрушения породы// Тр. АОИМ: Конструирование и технология машиностроения.- М.: Мир, 1968. - № 1.- С.61-72.
60. Eronini I.E., Sometron W.H., Auslander D.R. A dynamic model for rotary drilling // “ Trans.ASME.J.Energy Resour. Technol.”- 1982/- 104/- №2.-P.108-120.
61. Hayashi Ch. Nonlinear oscillations in phisical systems.- New York, 1964/- 432 p.
62. Блэкьер О. Анализ нелинейных систем.- М.: Мир, 1969.- 400 с.
63. Тачинський М.Е. Аналіз коливань бурильної колони при турбінному способі буріння// Тез. доп. наук.-техн. конф. проф.- викладацького складу ін-ту нафти і газу.- Івано-Франківськ, 1994.- С. 65.
64. Коловский М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем.- М.: Наука, 1966.- 320 с.
65. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем: Современные концепции, ошибки и парадоксы.- 3-е изд., перераб.- М.: Наука. Гл. редакция физ.- мат. л-ры, 1979.- 384 с.

66. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний.- М.: Высшая школа, 1980.- 408 с.
67. Стокер Дж. Нелинейные колебания механических систем.- М.: Ил, 1953.- 264 с.
68. Григулецкий В.Г., Лукьянов В.Т. Проектирование компоновок нижней части бурильной колонны.- М.: Недра, 1990.- 302 с.
69. Ишемгужин Е.И. Условия эксплуатации турбобуров и разработка мероприятий по повышению их надежности: Автореф. дисс.... докт. техн. наук.- Уфа, 1989.- 46 с.
70. Ишемгужин Е.И. Ремонт бурового и нефтепромыслового оборудования.- Уфа: Изд-во Уфимского нефтяного института, 1986.- 85 с.
71. Бевзюк Ф.Г. Исследование влияния виброгасителя в компоновке низа бурильной колонны на повышение эффективности работы шарошечных долот.- Дис канд. техн. наук.- К., 1974.- 234 с.
72. Озол О.Г. Повторяющиеся связи в механизмах// Труды Латв. СХА.- Вып.27.- Рига, 1970.- С.3-13.
73. Решетов Д.Н. Работоспособность и надежность деталей машин.- М.: Высшая школа, 1974.- 206 с.
74. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин.- М.: Наука, 1969.- 296 с.
75. Горский А.И. Расчет узлов и механизмов формовочных и стержневых машин.- М.: Изд-во ин-та информации по машиностроению, 1968.- 182 с.
76. Галахов М.А., Бурмистров А.Н. Расчет подшипниковых узлов.- М.: Машиностроение, 1988.- С.98-99.
77. Дэринг Д.В., Ливсей Б.Дж. Продольные и угловые колебания колонны бурильных труб при наличии демпфирования// Тр. АОИМ: Конструирование и технология машиностроения.- №4.- М.: Мир, 1968.- С. 163-173.
78. Мавлютов М.Р., Ямалтдинов А.И., Сакаев Р.М. К методике выбора характеристик наддолотного амортизатора// Технология бурения нефтяных и газовых скважин.- Уфа, 1985.- № 12.- С. 21-26.

79. Макшанцев В.П., Потапов Ю.Ф. О работе забойного амортизатора// Тр. Тат. нефт. НИИ, 1971.- Вып. 1.- С. 31-37.
80. Пехньо М.И., Цыхан А.И. Бурение нефтяных и газовых скважин а применением наддолотных амортизаторов.- К.: Наукова думка, 1971.- 128 с.
81. Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике.- М.: Наука, 1972.- 440 с.
82. Кононенко В.О. Исследование динамического взаимодействия колебательных систем с источником энергии.- М.: Наука, 1964.- 254 с.
83. Дейли, Дэринг, Пафф и др. Измерение сил, действующих на колонну бурильных труб и ее элементов движения в процессе движения//Тр. АОИМ: Конструирование и технология машиностроения.- №2.- М.: Мир, 1968.- С. 24-
84. Tondl A. A method for investigating the stability of steady-state vibrations in nonlinear systems, Acta tech., 12.- №5.- 1967.- P. 595-606.
85. Бугров Я.С., Никольский С.М. Высшая математика. Дифференциальные уравнения. Кратные интегралы. Ряды. Функции комплексного переменного.- М.: Наука, 1981.- 448 с.
86. Бевзюк Ф.Г. Исследование влияния виброгасителя различной жесткости на гашение вибраций бурильной колонны// Тр. УкрГИПРОНИИнефть, 1976.- Вып.97.- С. 57-58.
87. Васильев Ю.С., Кайданов Э.П., Кильдебеков В.А. Результаты исследования модели вибропреобразующего устройства// Труды ВНИИБТ, 1978.- № 41.- С. 156-161.
88. Векерик В.И., Мойсишин В.М. Инструкция по применению виброзащитных инструментов в компоновке бурильной колонны при бурении вертикальных скважин.- Ивано-Франковск: ИФИНГ, 1987.- 81 с.
89. Величкович С.В. Повышение эффективности бурения скважин// ЭИ ВНИИОЭНГ: Бурение. Отечеств. опыт, 1986.- № 9.- С. 5-7.

90. Ганджумян Р.А. Конструктивные особенности и характеристики устройств для защиты бурового инструмента от вибраций за рубежом//ОИ ВНИИОЭНГ: Машины и нефтяное оборудование, 1986.- 53 с.
91. Арутюнян М.О. “ Перспективы применения турбобуров новой конструкции при бурении глубоких газовых скважин в ДДВ. В кн.:Современные тенденции развития газовой промышленности УССР.- Харьков: УкрНИИГаз, 1989.- С. 96-97.
92. Армянинов Г.Ф., Кулябин Г.А. Влияние резонансных явлений на работу долота//Технология бурения скважин а Западной Сибири.-Тюмень,1976.- Вып.54.- С.5-13.
93. Гуреев И.Л., Шлык Ю.Л. О возможности использования вибромощности для управления процессом бурения//Проблемы нефти и газа Тюмени: Сб. науч. трудов.-Тюмень, 1980.- Вып.47.- С.34-36.
94. Тимофеев П.С., Ворожбитов М.И., Дранкер Г.И. Особенности работы турбобура в компоновке с амортизатором//Бурение, 1971.- №10.- С. 3-5.
95. Филимонов Н.М., Мавлютов М.Р. Колебания нижней части бурового инструмента при работе долота//Изв. вузов. Нефть и газ.-1964.-№10.- С. 19-23.
96. Кноп Henzук. Wplyw characteristic amortizatora na drania wzdluzne pzzewodu weitniczego// “Nafta”(RPL).- 1977.- 33.- №3.- P.87-91.
97. Дырда В.И. Резиновые элементы виброзащитных машин (Конструкции. Прикладные методы расчетов).- К.: Наук.думка, 1980.- 100 с.
98. Конструктивное демпфирование в буровом амортизаторе/ В.М. Шопа, И.П. Шацкий, С.В. Величкович и др.// Нефтяное хозяйство, 1990.- № 3.- С. 28-29.
99. Лебедев Н.Ф., Сесюнин Н.А. О форме низа бурильной колонны в скважине// Изв. вузов. Нефть и газ, 1977.- № 4.- С. 27-31.
100. Мойсишин В.М., Векерик В.И., Геращенко Н.В. Влияние амортизатора на величину динамической составляющей осевой силы на долоте//Методы и

средства технической диагностики: Сб. материалов XI Межвуз. школы-семинара.- Ивано-Франковск, 1992.- С. 160-165.

101. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков /Под ред. В.А.Федерца.- Киев: Вища школа, 1987.- 375 с.

102. Шумова З.И., Собкина И.В. Справочник по турбобурам.- М.: Недра, 1970.- 192 с.

103. Бурение нефтяных и газовых скважин: Справочник/ Под общей ред. В.Г.Ясова и Г.Н.Семенцова.- Ужгород: Карпати, 1983.- 200 с.

104. Вудс Г., Лубинский А. Искривление скважин при бурении.- М.: Недра, 1979.- 231 с.

105. Колесников Н.А., Мелентьев Н.Я. Искривление скважин.- М.: Недра, 1981.- 251 с.

106. А.с. 1493764 СССР, МКИ Е 21 В 17/00. Устройство для создания нагрузки на породоразрушающий инструмент/ Н.С.Воробьев, С.В.Ватаманюк, В.И.Сметанюк (СССР).- № 4249201/23-03; Заявлено 25.05.87; Опубл. 15.7.89, Бюл. №26.- 4 с.

107. Васильев Ю.С., Никитин Ю.Ю. Регулирование динамической нагрузки на долото// НТС: Бурение, 1974.- № 8.- С. 23

108. Кравчук А.С., Майборода В.П., Уржумцев Ю.С. Механіка полімерних і композиційних матеріалів.- М.: Наука, 1985.- 244 с.

109. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов.- К.: Наукова думка, 1971.- 375 с.

110. Воробьев Н.С. Механизмы с замкнутым энергетическим потоком.- Львов: Вища школа, 1983.- 144 с.

111. Пановко Я.Т. Основы прикладной теории колебаний и удара.- Л.: Машиностроение, 1976.- 320 с.

112. Новиков М.Л. Зубчатые передачи с новым зацеплением.- М.: Изд-во ВВНА, 1958.- 121 с.

113. Орлов А.В. Определение формы поверхностей качения, обеспечивающих заданный закон распределения давления// Машиноведение. М., 1986. - №1. - С.90-99.

ДОДАТКИ

Додаток А

Визначення зведеного коефіцієнта жорсткості опори шпінделя турбобура А7Н4С

В розрахунках прийнято: D - зовнішній діаметр підшипника; D_{cp} - середній діаметр підшипника; d - діаметр кульки; D_1 - внутрішній діаметр підшипника; E - модуль пружності; n_k - кількість кульок в одному ряду; F_0 - осьові зусилля; l - кількість рядів підшипника; l_1 - висота проміжного кільця підшипника, l - висота напрямного кільця підшипника.

$$D := 0.165 \quad D_{cp} := 0.135 \quad d := 0.01905 \quad D_1 := 0.105$$

$$E := 1.2 \cdot 10^{11} \quad l_1 := 0.011 \quad l := 0.021 \quad n_k := 22$$

$$F_0 := 100, 1000, \dots, 200000 \quad l := 14$$

$$C_2 := \frac{[D^2 - (D_{cp} + d)^2] \cdot \pi \cdot E}{4 \cdot l_1} \quad C_2 = 2.993 \times 10^{10}$$

$$C_{31} := \frac{[D_{cp}^2 - (D_{cp} - d)^2] \cdot \pi \cdot E}{2 \cdot d \cdot \tan\left(30 \cdot \frac{\pi}{180}\right)} \quad C_{31} = 8.193 \times 10^{10}$$

$$C_{32} := \frac{(D_{cp} - d) \cdot \ln\left[2 \cdot D_{cp} - 1.5 \cdot d \cdot \tan\left(30 \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right] \cdot \pi \cdot E}{2 \cdot \tan\left(30 \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot \ln\left(0.5 \cdot d \cdot \tan\left(30 \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)} \quad C_{32} = 1.434 \times 10^{10}$$

$$C_{34} := \frac{[(D_{cp} - d)^2 - D_1^2] \cdot \pi \cdot E}{4 \cdot l}$$

$$C_3 := \frac{C_{31} \cdot C_{32}}{2 \cdot C_{32} + C_{31}} + C_{34} \quad C_3 = 2.148 \times 10^{10}$$

$$C_{41} := \frac{[(D_{cp} + d)^2 - D_{cp}^2] \cdot \pi \cdot E}{4 \cdot \left(1 - \tan\left(30 \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot d\right)} \quad C_{41} = 5.189 \times 10^{10}$$

$$C_{42} := \frac{(D_{cp} + d) \cdot \ln\left[2 \cdot D_{cp} + 2.5 \cdot d \cdot \tan\left(30 \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right] \cdot \pi \cdot E}{2 \cdot \tan\left(30 \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot \ln\left(0.5 \cdot d \cdot \tan\left(30 \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)} \quad C_{42} = 1.64 \times 10^{10}$$

$$C_{44} := \frac{[D^2 - (D_{ep} - d)^2] \cdot \pi \cdot E}{4 \cdot l}$$

$$C_{44} = 6.185 \times 10^{10}$$

$$C_4 := \frac{C_{41} \cdot C_{42}}{2 \cdot C_{42} + C_{41}} + C_{44}$$

$$C_4 = 7.189 \times 10^{10}$$

$$C_1 := \frac{[(D_{ep} - d)^2 - D_1^2] \cdot \pi \cdot E}{4 \cdot l_1}$$

$$C_1 = 2.073 \times 10^{10}$$

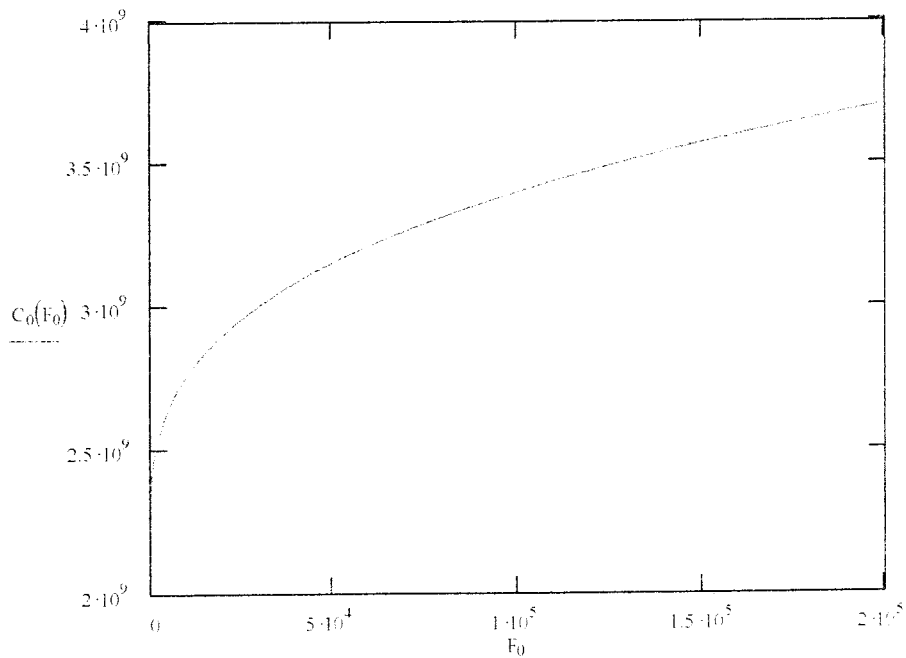
$$L(F_0) := \sqrt[3]{F_0}$$

$$K := 1.55 \cdot \sqrt[3]{\frac{\sin\left(\frac{\pi}{60}\right)}{4 \cdot E \cdot E \cdot d}}$$

$$C_{51}(F_0) := \frac{L(F_0)}{K} \cdot n_k$$

$$C_6(F_0) := \frac{C_1 \cdot C_3}{C_1 + C_3} + \frac{C_2 \cdot C_4}{C_2 + C_4} + C_{51}(F_0)$$

$$C_0(F_0) := \frac{C_6(F_0) \cdot C_2 \cdot C_3}{E \cdot C_2 \cdot C_3 + C_2 \cdot C_6(F_0) - C_3 \cdot C_6(F_0)}$$



Додаток Б - Визначення коефіцієнтів розв'язку рівняння руху та аналізу насипної опори кочення

1 Знайдемо відповідні диференціали від x розв'язку (2.7) :

$$\begin{aligned}\dot{x} &= \dot{a} \cos \eta \tau - a \eta \sin \eta \tau + \dot{b} \sin \eta \tau + b \eta \cos \eta \tau + \dot{z} ; \\ \ddot{x} &= \ddot{a} \cos \eta \tau - 2 \dot{a} \eta \sin \eta \tau - a \eta^2 \cos \eta \tau + \dot{b} \sin \eta \tau + 2 \dot{b} \eta \cos \eta \tau - b \eta^2 \sin \eta \tau + \ddot{z} .\end{aligned}$$

2 Визначимо перші гармоніки від $\sqrt{x^3}$:

$$\sqrt{z} (a \cos \eta \tau + b \sin \eta \tau + z) \sqrt{1 + (a/z) \cos \eta \tau + (b/z) \sin \eta \tau} \approx$$

$$\approx \sqrt{z} (1 + 1/2((a/z) \cos \eta \tau + (b/z) \sin \eta \tau))(a \cos \eta \tau + b \sin \eta \tau + z) = \sqrt{z} (a \cos \eta \tau + b \sin \eta \tau + z) + 0,5 \sqrt{z} (a \cos \eta \tau + b \sin \eta \tau) + 0,5 z^{-1/2} (a^2 \cos^2 \eta \tau + b^2 \sin^2 \eta \tau + 2 a b \sin \eta \tau \cos \eta \tau).$$

3 Розкладемо функції $\cos^2 \eta \tau$; $\sin^2 \eta \tau$ та $\sin \eta \tau \cos \eta \tau$ у тригонометричні ряди Фур'є, утримуваючи перші гармоніки, оскільки аналізується основний резонанс:

$$\begin{aligned}\cos^2 \eta \tau &\approx (\eta/\pi) (0,5 \int_0^{2\pi/\eta} \cos^2 \eta \tau d\tau + (\int_0^{2\pi/\eta} \cos^3 \eta \tau d\tau) \cos \eta \tau + \\ &+ (\int_0^{2\pi/\eta} \cos^2 \eta \tau \sin \eta \tau d\tau) \sin \eta \tau) = \eta/2\pi ;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sin^2 \eta \tau &\approx (\eta/\pi) (0,5 \int_0^{2\pi/\eta} \sin^2 \eta \tau d\tau + (\int_0^{2\pi/\eta} \sin^2 \eta \tau \cos \eta \tau d\tau) \cos \eta \tau + \\ &+ (\int_0^{2\pi/\eta} \sin^3 \eta \tau d\tau) \sin \eta \tau) = \eta/2\pi ;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sin \eta \tau \cos \eta \tau &\approx \eta/\pi (0,5 \int_0^{2\pi/\eta} \sin \eta \tau \cos \eta \tau d\tau + (\int_0^{2\pi/\eta} \sin \eta \tau \cos^2 \eta \tau d\tau) \cos \eta \tau + \\ &+ \int_0^{2\pi/\eta} (\sin^2 \eta \tau \cos \eta \tau) d\tau) \sin \eta \tau) \approx 0.\end{aligned}$$

4 Підставимо результати перетворення по п.3 у перетворення по п. 2 і далі в рівняння (2.6):

$$\ddot{a} \cos \eta \tau - 2 \dot{a} \eta \sin \eta \tau - a \eta^2 \cos \eta \tau + \ddot{b} \sin \eta \tau + 2 \dot{b} \eta \cos \eta \tau - b \eta^2 \sin \eta \tau + \ddot{z} + D_0 (\dot{a} \cos \eta \tau - \eta a \sin \eta \tau + \dot{b} \sin \eta \tau + b \eta \cos \eta \tau + \dot{z}) + a \cos \eta \tau + b \sin \eta \tau + z + \mu (\sqrt{z} (z + a \cos \eta \tau + b \sin \eta \tau) + 0,5 \sqrt{z} (a \cos \eta \tau + b \sin \eta \tau) + 0,25 z^{-1/2} (\eta / \pi) (a^2 + b^2)) = A \cos \eta \tau + B \sin \eta \tau.$$

5 Складемо рівняння рівності коефіцієнтів при однакових функціях правої та лівої частин рівняння по п. 4, не враховуючи доданки з множниками \ddot{a} , \ddot{b} , \ddot{z} та \dot{z} у зв'язку з тим, що шукається усталений режим коливань, та нехтуючи доданком $D_0(a^2 + b^2)$ як величиною нижчого порядку малості, отримуємо рівняння (2.9)-(2.11).

6 Визначаємо часткові похідні для матриці

$$\begin{vmatrix} \partial \dot{a} / \partial a - \lambda & \partial \dot{a} / \partial b & \partial \dot{a} / \partial z \\ \partial \dot{b} / \partial a & \partial \dot{b} / \partial b - \lambda & \partial \dot{b} / \partial z \\ \partial f(z) / \partial a & \partial f(z) / \partial b & \partial f(z) / \partial z \end{vmatrix}$$

коефіцієнтів характеристичного рівняння у варіаціях λ (2.3), диференціюючи систему рівнянь (2.11):

$$\partial \dot{a} / \partial a = -D_0 / 2; \quad \partial \dot{b} / \partial a = (\eta^2 - 1 - 1,5 \mu \sqrt{z}) / (2 \eta); \quad \partial f(z) / \partial a = 0,5 \eta \mu a / \pi; \quad \partial \dot{a} / \partial b = (1 - \eta^2 + 1,5 \mu \sqrt{z}) / (2 \eta); \quad \partial \dot{b} / \partial b = -D_0 / 2; \quad \partial f(z) / \partial b = 0,5 \eta \mu b / \pi; \quad \partial \dot{a} / \partial z = 0,375 \mu b z^{-1/2} / \eta; \quad \partial \dot{b} / \partial z = -0,375 \mu a z^{-1/2} / \eta; \quad \partial f(z) / \partial z = 1,5 \sqrt{z} + 2 \mu z.$$

будуть:

$$a_2 = \partial f(z) / \partial z; \quad a_1 = - \begin{vmatrix} \partial \dot{a} / \partial a & \partial \dot{a} / \partial z \\ \partial f(z) / \partial a & \partial f(z) / \partial z \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \partial \dot{b} / \partial b & \partial \dot{b} / \partial z \\ \partial f(z) / \partial b & \partial f(z) / \partial z \end{vmatrix};$$

$$a_0 = \begin{vmatrix} \partial \dot{a} / \partial a & \partial \dot{a} / \partial b & \partial \dot{a} / \partial z \\ \partial \dot{b} / \partial a & \partial \dot{b} / \partial b & \partial \dot{b} / \partial z \\ \partial f(z) / \partial a & \partial f(z) / \partial b & \partial f(z) / \partial z \end{vmatrix}.$$

7 Виразимо критерій Гондла через z , використовуючи останню формулу системи рівнянь (2.11) та враховуючи, що $L = \sqrt{a^2 + b^2 + z^2}$, де $(a^2 + b^2)^{1/2} = r$ - амплітуді коливань:

$$a^2 + b^2 = -4 \pi (\sqrt{z^3} + \mu z^2) / \eta,$$

тому

$$L = (4 \pi (-\sqrt{z^3} - \mu z^2) / (\eta) + z^2)^{1/2}.$$

Додаток В

Дані, які використовувались при розрахунках для опори шпинделя турбобура А7Н4С

Зовнішній діаметр опори $D = 165$ мм.

Середній діаметр опори $D_{\text{ср}} = 135$ мм.

Внутрішній діаметр опори $D_1 = 105$ мм.

Висота 14 рядів підшипника $L = 469$ мм.

Висота напрямного кільця $l = 21$ мм.

Висота проміжного кільця $l_1 = 11$ мм.

Діаметр кульки $d = 19.05$ мм.

Кількість кульок в ряді 22.

Кількість рядів 14.

№ підшипника И818.

Кількість шарошок долота $n = 3$.

Кут нахилу цапфи долота $\beta_{\text{ц}} = 52^\circ$.

Заглиблення вінця в породу $\delta = 1.6$ мм.

Радіус периферійного вінця шарошки $r_{\text{ш}} = 80$ мм.

“ ЗАТВЕРДЖУЮ “

Проректор з навчальної роботи ІФДТУНГ

проф.  Козак Ф.В.

“30” 12 1999 р.

ДОВІДКА

про використання в навчальному процесі наукових результатів дисертаційної роботи В.М.Воробйова “Вдосконалення опори шпінделя турбобура”, представленої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук з спеціальності 05.15.07 - машини і агрегати нафтової та газової промисловості.

Наукові результати дисертаційної роботи Воробйова В.М. використовуються в таких видах навчального процесу Івано-Франківського державного технічного університету нафти і газу:

1. В курсі лекцій з історії інженерної діяльності професійного спрямування “Інженерна механіка” по темі “Техніка”, підрозділ “Сучасний етап розвитку техніки” вивчається основна концепція сепарування тілами кочення.

2. В тематиці рефератів з курсу “Історія інженерної діяльності” на практично-семинарських заняттях передбачено завдання по історії розвитку опор кочення, зокрема турбобура.

3. Модель по патенту України № 25390 А, що розроблений на підставі наукових положень В.М.Воробйова, “Кульково-роликова опора” демонструється в лекційному курсі по теорії механізмів і машин в IV семестрі для студентів механічних спеціальностей та застосовується при проведенні першої лабораторної роботи на тему “Структурний аналіз механізмів”.

4. В програму лекційного курсу “Динаміка машин, вібрації і віброзахист” при вивченні студентами спеціальності 7.090202 - технологія машинобудування питання “Способи віброзахисту” у VII семестрі включена основна концепція віброзахисту по патенту №23827А України

включена основна концепція віброзахисту по патенту №23827А України “Віброзахисний пристрій опори турбобура”, що розроблений по результатах дисертаційної роботи В.М.Воробйова.

5. У лекційному курсі “Основи конструювання машин” у VI семестрі для студентів спеціальності 7.090202-ТМ (після технікуму) в розділі “Підшипники кочення” використовується науково-обґрунтована методика розрахунку підшипників з сепарацією тілами кочення.

Таким чином, основні результати дисертаційної роботи В.М.Воробйова сприяють підвищенню професійної підготовки студентів спеціальностей: 7.090217 - обладнання нафтових і газових промислів; 7.090202 - технологія машинобудування; 7.020228 - автомобілі і автомобільне господарство.

Декан механіко-технологічного факультету,

зав. кафедрою ТМ,

докт.техн.наук, професор



Ю.Д.Петрина

Декан механічного факультету,

докт.техн.наук, доцент



Б.Д.Малько

ЗАТВЕРДЖУЮ



Директор

Микитюк В.В. Микитюк В.В.

ДОВІДКА

про використання результатів дисертаційної роботи
В.М.Воробйова “Вдосконалення опори шпінделя турбобура”.

З 1997 року результати дисертаційної роботи В.М.Воробйова використовуються в таких видах учбового процесу Вищого професійного училища № 21:

1. У навчальному процесі як завдання для практичних робіт студентів у токарних майстернях по виготовленню елементів експериментального взірця моделей: підшипника з опорними кульками та сепаруючими роликами; приводу газового лічильника з опорними та сепаруючими роликами.
2. Як експонат обласної виставки технічної творчості профтехучилищ.

Це дозволило забезпечити більш високий рівень професійної підготовки студентів спеціальності “Обробка матеріалів на верстатах та автоматичних лініях”.

Старший майстер

С.Дутчак

С.Дутчак

Методист

М.Кошецька

М.Кошецька

ЗАТВЕРДЖУЮ
начальник КНГРЕГБ
Білий З.В.

м. Калуш

АКТ

Ми, що нижче підписались, головний інженер КНГРЕГБ Лукач П.М., головний механік Мицан Л.А. з однієї сторони і інженер ІФДТУНГ Воробйов В.М. склали цей акт про те, що КНГРЕГБ прийняла до використання “Методику визначення раціональних режимів експлуатації турбобурів”, яка розроблена за матеріалами дисертаційної роботи “Вдосконалення опори шпінделя вибійного двигуна” Воробйова В.М.

Вказаний документ містить відомості, які необхідні для правильної експлуатації турбобурів, тобто вибору таких режимів, які роблять неможливим зриви амплітуди нелінійних коливань при бурінні, що значно збільшує ресурс роботи турбобурів.

Головний інженер КНГРЕГБ

Лукач П.М.

Головний механік КНГРЕГБ

Мицан Л.А.

Інженер ІФДТУНГ

Воробйов В.М.

ЗАТВЕРДЖУЮ
 начальник КНГРЕГБ
 Білий З.В.

м. Калуш

АКТ

Ми, що нижче підписались, головний інженер КНГРЕГБ Лукач П.М., головний механік Мицан Л.А. з однієї сторони і інженер ІФДТУНГ Воробйов В.М. склали цей акт про те, що КНГРЕГБ прийняла до використання "Рекомендації по рівномірній затяжці елементів опори шпінделя турбобура", які розроблені за матеріалами дисертаційної роботи "Вдосконалення опори шпінделя вибійного двигуна" Воробйова В.М.

Вказаний документ містить відомості, які необхідні для правильного збирання шпінделів турбобурів із забезпеченням надійної та рівномірної затяжки зовнішніх та внутрішніх пакетів опори шпінделів, враховуючи нелінійну пружну характеристику тіл кочення.

Головний інженер КНГРЕГБ

Лукач П.М.

Головний механік КНГРЕГБ

Мицан Л.А.

Інженер ІФДТУНГ

Воробйов В.М.