

**Івано-Франківський державний технічний
університет нафти і газу**

На правах рукопису

ВЕЛИЧКОВИЧ АНДРІЙ СЕМЕНОВИЧ

**РОЗРОБКА І РОЗРАХУНОК ОБОЛОНКОВИХ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ
ТА ЇХ СИСТЕМ ДЛЯ БУРОВИХ АМОРТИЗАТОРІВ**

Спеціальність 05.05.12 – машини нафтової і газової промисловості

Дисертація на здобуття
наукового ступеня
кандидата технічних наук

Науковий керівник
кандидат технічних наук
Шопа В.М.



Івано-Франківськ, 1999

173



З М І С Т

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1	
СТАН ПРОБЛЕМИ ВІБРОЗАХИСТУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	9
1.1. Аналіз сучасних поглядів щодо динамічного режиму роботи бурильної колони.....	9
1.2. Відомі заходи, способи і пристрої віброзахисту бурильної колони та оцінка їх ефективності.....	15
1.3. Постановка задач дослідження.....	21
РОЗДІЛ 2	
СПОСОБИ РОЗШИРЕННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ МОЖЛИВОСТЕЙ ОБОЛОНКОВИХ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ, ЇХ КОНСТРУКТИВНА АДАПТАЦІЯ ДО РОБОТИ В УМОВАХ СВЕРДЛОВИНИ.....	23
2.1. Пружні елементи на базі суцільних оболонок обертання.....	24
2.2. Пружні елементи на базі циліндричних оболонок з розрізом вздовж твірної.....	29
2.3. Оболонкові пружні елементи з жорсткими вузлами трансфор- мації переміщень.....	39
2.4. Вибір пружного елемента для бурових амортизаторів.....	45
Висновки до розділу 2.....	47
РОЗДІЛ 3	
РОЗРАХУНОК ПРУЖНОГО ЕЛЕМЕНТА БУРОВОГО АМОРТИЗАТОРА.....	48
3.1. Контактна взаємодія ортотропної циліндричної оболонки з деформівним заповнювачем.....	48
3.2. Механіко-математичне моделювання пружного елемента з розрізаною вздовж твірної циліндричною оболонкою.....	58
3.3. Конструкційне демпфування в пружному елементі з розрізаною вздовж твірної циліндричною оболонкою.....	67
3.4. Розрахунок пружного елемента з несучою ланкою у вигляді циліндричної оболонки з розрізом вздовж твірної, обладнаного стволом.....	81

Висновки до розділу 3.....	90
РОЗДІЛ 4	
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ	
БУРОВИХ АМОРТИЗАТОРІВ.....	91
4.1. Мета і методика проведення експерименту.....	91
4.2. Об'єкт дослідження.....	92
4.3. Результати експериментальних досліджень та їх аналіз.....	94
Висновки до розділу 4.....	101
РОЗДІЛ 5	
КОНСТРУКЦІЇ БУРОВИХ АМОРТИЗАТОРІВ РІЗНОГО	
ПРИЗНАЧЕННЯ З РОЗШИРЕНИМ ДІАПАЗОНОМ ЕКСПЛУАТА-	
ЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК.....	102
5.1. Загальні відомості.....	102
5.2. Бурові амортизатори поздовжніх коливань.....	103
5.2.1. Бурові амортизатори поздовжніх коливань	
односторонньої дії.....	103
5.2.2. Бурові амортизатори поздовжніх коливань	
подвійної дії.....	110
5.3. Бурові амортизатори поздовжніх і крутних коливань.....	118
5.3.1. Розрахунок вузла передачі крутного моменту бурового	
амортизатора поздовжніх і крутних коливань.....	122
5.4. Виробництво та використання бурових амортизаторів.....	123
Висновки до розділу 5	126
ВИСНОВКИ.....	127
ЛІТЕРАТУРА.....	130
ДОДАТКИ.....	139

ВСТУП

Для підвищення довговічності й надійності машин і механізмів велике значення мають заходи зі зниження виникаючих у процесі експлуатації вібрацій. Вібрації негативно позначаються на роботі окремих вузлів машин і механізмів, тому проблема віброізоляції технічних об'єктів є дуже важливою.

З виникненням значних вібрацій безумовно пов'язані і процеси буріння нафтових і газових свердловин. Наявність вібрацій бурильного інструменту знижує техніко-економічні показники буріння, шкідливо впливає на роботу елементів бурильної колони, доліт, вибійних двигунів і наземного обладнання, а також погіршує умови роботи бурових бригад [1-11]. Буріння свердловин в умовах інтенсивних вібрацій знижує стійкість озброєння і опор шарошкових доліт та алмазних коронок, призводить до втрат корисної потужності вибійних двигунів (30% і більше), погіршує сам процес руйнування гірських порід (на 50% знижується механічна швидкість проходження свердловин) та підвищує питомі енерговитрати на буріння, знижує процент виносу керна, є причиною багатьох аварій, що в підсумку призводить до зростання прямих витрат на проходку кожного метра [4, 6, 8, 12-14]. Тому, важливим напрямком удосконалення процесу буріння є боротьба з шкідливими впливами вібрацій, що виникають при роботі долота на вибої свердловини.

Один із перспективних шляхів вирішення проблеми базується на застосуванні спеціальних віброзахисних пристроїв. Застосування таких пристроїв при бурінні нафтових і газових свердловин має специфічний характер: необхідно не повністю погасити вібрації, а створити певний баланс між динамікою породоруйнівного інструменту та рівнем його віброзахисту, що повинно забезпечити зростання техніко-економічних показників буріння і, разом з тим, покращити умови роботи елементів бурильної колони, наземного обладнання та обслуговуючого персоналу.

Питання про необхідність застосування віброзахисних пристроїв у процесі буріння свердловин розглядалися багатьма дослідниками: В.Е. Копиловим,

С.Г.Калініним, Р.А. Іоанесяном, П.В. Балицьким, Р.М.Ейгелесом, С.Л. Залкіним, П.І. Огородніковим, В.М. Шопою, С.В. Величковичем, Б.Л. Пелехом, А.П. Дранкером, А.І. Циханом та іншими. Однак, аналіз основних результатів їх досліджень дозволив зробити висновок, що в більшості випадків адекватність проектних рішень умовам буріння є не достатньою.

При механіко-математичному моделюванні поведінки оболонкових пружних елементів бурових амортизаторів в умовах навантаження теоретичною базою слугували праці В.В. Болотіна, В.В. Васільєва, В.З. Власова, А.І. Лур'є, Н.И. Мусхелішвілі, В.В. Новожилова, В.К. Прокопова, Ю.Н. Работнова, І.Й. Попадюка, С.П. Тимошенко та ін.

Актуальність теми. Для важконавантажених конструкцій (нафтової і газової промисловості, машинобудування та ін.), на сьогодні практично не існує водночас ефективних і надійних віброзахисних пристроїв, які здатні працювати при дуже високих динамічних навантаженнях, обмежених габаритних (особливо діаметральних) розмірах, високих чи низьких температурах, абразивному середовищі. Застосування традиційних пружних елементів в бурових засобах віброзахисту не забезпечило належного рівня їх працездатності у важких умовах свердловини. Спроби використання менш поширених пружних ланок на базі суцільних оболонок, пластин, стержнів та інших несучих елементів виявили, що при достатній працездатності вони не забезпечують високої ефективності розроблених на їх основі засобів віброзахисту бурильної колони. Враховуючи економічну та соціальну необхідність віброзахисту бурового обладнання та інструменту в процесі буріння свердловин тема дисертаційної роботи є актуальною.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Вибраний напрямок досліджень пов'язаний з комплексним проектом Держкомітету України з питань науки і технологій 04.14.02/002 К, завдання 05.53.01/269 "Комплекс обладнання для віброзахисту та регулювання динамічного режиму бурильної колони", держбюджетною темою ВБ 23/255 та господарським договором №1/96 від 3.01.96 року "Дослідно-конструкторські роботи по створенню бурового

амортизатора подвійної дії діаметром 240 мм”, який виконувався Карпатською науково-інженерною фірмою.

Мета і задачі дослідження. Мета дисертаційної роботи полягає у розробці працездатних і ефективних в умовах свердловини бурових амортизаторів з розширеним діапазоном робочих навантажень.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

1. Розробити нові та розширити функціональні можливості існуючих пружних елементів, адаптувати їх до роботи в умовах свердловини.
2. Запропонувати інженерну методику розрахунку оболонкового пружного елемента бурового амортизатора.
3. Розробити нові конструкції бурових амортизаторів різного призначення з розширеним діапазоном експлуатаційних характеристик.
4. Апробувати результати досліджень в лабораторних та промислових умовах.

Наукова новизна одержаних результатів. Сформульована і розв’язана задача визначення напружено-деформованого стану розрізаної вздовж твірної циліндричної оболонки, як несучої ланки пружного елемента. Визначені демпфуючі властивості такого пружного елемента. На основі виконаних досліджень і дослідно-конструкторських робіт розроблені:

- пружні елементи з розширеними функціональними можливостями;
- конструкції бурових амортизаторів різного призначення з розширеним діапазоном експлуатаційних характеристик.

Практичне значення одержаних результатів полягає у можливості їх використання в інженерній практиці для проектування і розрахунку пружних елементів з несучими ланками у вигляді ортотропних оболонок та оболонок розімкнутого профілю і їх систем, проектування, розрахунку і застосування бурових амортизаторів та інших віброзахисних пристроїв на базі оболонкових пружних елементів.

Результати досліджень використані в ІППММ НАН України при розробці і розрахунку міцності та оцінці демпфуючих властивостей оболонкових пружних елементів з несучою ланкою у вигляді розрізаної оболонки обертання та

Карпатською науково-інженерною фірмою при розробці технічної документації на бурові амортизатори типу АПО та АБП. Випробування дослідних зразків базових моделей бурових амортизаторів АПО(м) 39К, АПО(д) 39К проведено на ДП “Укрбургаз”.

Достовірність наукових досліджень забезпечена строгістю математичних викладів і підтверджена лабораторним експериментом та промисловими випробуваннями. Більшість технічних рішень захищені авторськими свідоцтвами та патентами.

Особистий внесок здобувача. Основні положення та результати дисертаційної роботи отримані самостійно. Розроблено нові та вдосконалено існуючі конструкції оболонкових пружних елементів, запропоновано конструкцію бурового амортизатора з розширеним діапазоном робочих навантажень, здійснено постановки задач та проведено лабораторні дослідження[15-18].

Частина досліджень і публікацій була виконана спільно з іншими дослідниками В.М. Шопою, І.П. Шацьким, С.В. Величковичем, І.Й. Попадюком.

У співавторстві виконані: розв’язок задачі про фрикційну взаємодію ортотропної циліндричної оболонки з деформівним заповнювачем, розрахунок демпфера з розрізаною оболонкою (автором запропоновані моделі суцільної ортотропної оболонки та ізотропної оболонки з розрізом і опис їх фрикційної взаємодії із деформівним заповнювачем) [19-21] та створені базові конструкції віброзахисних пристроїв (автором побудовані системи пружних елементів бурових амортизаторів, запропоновано засіб адаптації оболонкових пружних елементів до роботи в умовах свердловини)[22-31]. Особистий внесок автора складає 60%.

Апробація результатів дисертації. Основні результати і положення дисертаційної роботи доповідались і обговорювались на XVI конференції з питань розсіяння енергії при коливаннях механічних систем(Івано-Франківськ, 1992), I міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків(Львів, 1993), IV міжнародній конференції з механіки неоднорідних структур(Тернопіль, 1995), науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу

ІФДТУНГ(Івано-Франківськ, 1997р., 1998р.), міжнародній науковій конференції “Сучасні проблеми механіки і математики” присвяченій 70-річчю від дня народження академіка Я.С. Підстригача(Львів, 1998).

Дисертація в цілому обговорювалась на семінарі кафедри опору матеріалів в ІФДТУНГ(Івано-Франківськ) та науковому семінарі відділу моделювання демпфуючих систем ІППММ НАН України.

Публікації. За матеріалами роботи опубліковано 17 наукових праць, зокрема 6 статей; 5 винаходів захищені авторськими свідоцтвами та патентами.

Дисертація складається із вступу, п'яти розділів, висновків, додатків, бібліографічного списку-87 назв, 38 ілюстрацій. Загальний обсяг дисертації складає 142 сторінки.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПРОБЛЕМИ ВІБРОЗАХИСТУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Аналіз сучасних поглядів щодо динамічного режиму роботи бурильної колони.

Дотримуючись існуючого принципу класифікації явищ, що розглядаються, численні коливальні процеси бурильної колони можна розбити на чотири класи: вільні коливання, вимушені, параметричні та автоколивання [11].

Аналіз робіт, пов'язаних з дослідженнями коливань бурильної колони, що виникають в процесі буріння свердловини, вказує на те, що більшість з них присвячена вивченню перших двох класів коливань. Щодо параметричних та автоколивань породоруйнівного інструменту, то вони розглянуті в меншій мірі окремими авторами [8, 13].

Відомо, що у процесі руйнування гірських порід долотами генерується складний спектр коливань бурильного інструменту. Кожна точка поверхні вибою зазнає короткочасного імпульсно-ударного впливу, а розповсюджене поняття осьового навантаження з цієї позиції не має фізичного змісту. Воно є деякою середньо-часовою абстракцією, що застосовна лише для аналізу технологічних процесів. Бурильна колона, будучи пружним елементом великої протяжності, при певних умовах спричинює виникнення, розвиток, підсилення та взаємозв'язок коливань різних класів.

Коливання бурильної колони, як правило, поділяють на поздовжні, крутні і поперечні.

У роботі [1] В.С. Владіславлев спробував систематизувати джерела(причини) виникнення поздовжніх і крутних коливань породоруйнівного інструменту в процесі буріння. Поряд з “джерелами коливань першої категорії” (неоднорідність вибою за механічними властивостями, вертикальні переміщення долота при перекочуванні із зубця на зубець, геологічні особливості розрізу

свердловини) В.С. Владіславлев вказує також на “джерела коливань другої категорії”: параметричне збудження коливань, ефект Ван-дер-Поля і явище “перекачування енергії”.

Численні експериментальні вимірювання коливань [12] показали, що їх можна розділити на дві групи: високочастотні і низькочастотні. Так, наприклад, “вибійні” коливання, викликані хвилястістю вибою, відбуваються з частотою 20-50 Гц, “зубцьові” коливання з частотою 100-500 Гц, при цьому довжини хвиль і довжини окремих елементів бурильної колони є величинами одного порядку. Коливання, що можуть виникати внаслідок пульсації тиску рідини чи нерівномірності подачі інструмента, відбуваються з частотою порядку 1 Гц, і довжини хвиль при цьому вимірюються кілометрами.

Вивченню коливальних процесів, що виникають при бурінні свердловин, присвячені численні теоретичні та експериментальні дослідження [2,3,6,7] та ін. Зокрема, П.В. Балицький [2] відзначає, що коливальний режим викликає підвищення енергоємності роботи долота; додаткова енергія приводу долота частково витрачається на коливання породи, промивної рідини і бурильних труб. Коливання, розповсюджуючись у всі боки від місця виникнення, забирають частину механічної енергії, знижуючи ефективність процесу буріння. При цьому має місце зміна осьового навантаження на долото.

Промислові відомості, а також безпосередні вимірювання коливань [13] породоруйнівного інструмента дозволяють стверджувати, що:

1) вертикальні коливання долота з амплітудою близько 5,5мм є звичними, а при бурінні тришаровим долотом виникають тричі за один оберт;

2) періодично спостерігаються коливання крутного моменту, які можуть не у часі з вертикальними коливаннями і не пов'язані будь-якою залежністю з швидкістю обертання бурильних труб(при роторному способі буріння);

3) найбільш інтенсивна вібрація виникає при бурінні тріщинуватих порід, а також порід з різко змінною твердістю;

4) однорідні м'які породи, в більшості випадків, не викликають значних вібрацій.

Однак інтенсивні поздовжні низькочастотні коливання бурильного інструмента можуть розвиватися і у випадку однорідної породи. Причиною цього явища є крутні автоколивання бурильної колони, частота яких дорівнює основній частоті вільних крутних коливань[8]. При цьому, якщо будь-яка з гармонік вільних крутних коливань збіжиться з якою-небудь гармонікою вільних поздовжніх коливань колони, а їх частота буде кратною числу шарошок долота, то виникнуть інтенсивні поздовжні коливання.

Усі види коливань бурильної колони взаємопов'язані і взаємообумовлені[13-14,32,33]. Провідну роль відіграють поздовжні коливання, викликані вертикальними переміщеннями шарошок на вибої. Максимальний тиск долота на вибій може більш як у два рази перевищувати середнє осьове навантаження в режимах, при яких відбувається відрив долота від вибою свердловини[2,13]. Змінний тиск долота на вибій викликає зміну моменту опору і, як наслідок, появу крутних коливань[13].

Появі крутних коливань сприяє зниження моменту опору обертанню при збільшенні швидкості обертання тришарошкового долота[34,35]. Ця важлива особливість є характерною і для інших типів доліт[8]. Нарешті, коливання поздовжньої сили в певних режимах можуть бути причиною появи параметричних поперечних коливань турбобура, на що вказував В.С. Владіславлев.

Добре видно і зворотний зв'язок. Так, коливання крутного моменту змінюють кривину просторово зігнутої осі бурильної колони у свердловині. Періодична зміна кривини призводить до переміщення перерізів колони вздовж осі свердловини, тобто до появи поздовжніх та поперечних коливань і зміни осьового навантаження на долото.

У зв'язку з цим слід відзначити, що більшість авторів, які досліджували просторовий згин бурильної колони у свердловині, дійшли до висновку, що крутний момент незначно впливає на форму згину[13,36].

Також незначним є вплив малих поперечних коливань, оскільки, внаслідок опираючих елементів бурильної колони на стінки свердловини малі поперечні коливання розповсюджуються на короткій ділянці поблизу вибою.

В реальних умовах переміщення бурильної колони обмежені стінкою свердловини, тому нормальні реакції стінки перешкоджають появі поперечних коливань при розповсюдженні поздовжніх і крутних. У викривленій свердловині поздовжні і крутні коливання поводять себе так само, як і в строго вертикальній.

Параметричні поперечні коливання турбобура обумовлені коливаннями осьового навантаження, а не його поздовжніми коливаннями. Аналогічний висновок є справедливим і для крутних коливань, які з'являються внаслідок коливання моменту опору на долоті. Момент опору на долоті залежить від тиску долота на вибій, від частоти обертання долота, а не від параметрів його вертикальних коливань[13].

Однак відома протилежна точка зору на постановку задачі про коливання бурильного інструмента в свердловині. Так, в роботі [37] автори стверджують, що необхідно розглядати взаємовплив усіх видів коливань, а обмеження на поперечні зміщення з боку стінки свердловини, навпаки, не враховуються.

Використовуючи інформаційну базу робіт [38-46, 48], проведемо короткий порівняльний аналіз різних видів коливань. Найбільш енергоємними при турбінному і роторному способах буріння є ґрунтови(вибійні) коливання долота, викликані хвилястістю вибою. Амплітуда ґрунтових коливань залежить переважно від твердості і пластичності порід, конструкції колони і осьового навантаження на долото.

Форма кривої, що відповідає вибою, визначається власною формою коливань, твердістю і пластичністю порід, навантаженням на долото, витратою бурового розчину та іншими параметрами, що характеризують систему "бурильна колони-свердловина" і режим буріння. Будь-яке порушення встановленого режиму динамічного переміщення, а також швидкості чи прискорення призводить до порушення стабільності поздовжніх ґрунтових коливань, а в результаті - до відскоків і інших форм руху долота, чи до вирівнювання поверхні вибою.

При використанні наддолотних демпферів, спеціальних відбивачів енергії на вибій свердловини ґрунтови коливання можуть зникнути. Вибій стає плоским, і визначальними стануть коливання, зумовлені зубцями, амплітуда яких на порядок

менша амплітуди ґрунтових. Дещо менш енергомісткими у порівнянні з ґрунтовими є релаксаційні автоколивання в системі “колона труб - свердловина”, що зумовлені періодичним вивільненням енергії, яка дисипується внаслідок тертя замків по стінках свердловини при зменшенні впливу на них маси колони під час заглиблення долота в породу. Найбільш значними з релаксаційних є автоколивання, що виникають в стиснутій частині спіралью деформованої колони.

У випадку буріння газових свердловин при наявності достатньо великих каверн поєднання релаксаційних навантажень з іншими може призвести до відомих на практиці (при “провалі” долота в каверни) поломок труб.

Досить близькі до релаксаційних автоколивань поздовжні навантаження, які визначаються режимом роботи гальма лебідки і мають імпульсний характер. Виникнення цих навантажень залежить від кваліфікації та інтенсивності праці бурильника. Згідно з промисловими спостереженнями, частота цих навантажень змінюється в межах 1,2 ... 0,5 Гц, зміна осьового навантаження - в межах 6 ... 50 кН.

Порівняльний аналіз показує, що коливання моменту тертя в п'яті турбобура приблизно відповідні ґрунтовим і релаксаційним крутним і, як правило, лише трохи перевищують їх по амплітуді. Дані промислових вимірювань показали зміну відносної величини амплітуди крутних коливань у залежності від статичного моменту кручення в межах 0,161 ... 0,245, при роботі з амортизатором 0,034 ... 0,099, що опосередковано доводить домінуючий вплив ґрунтових коливань долота.

Помітний вплив на формування і інтенсивність викривлення стовбура, а також на умови роботи бурильної колони в свердловині здійснюють параметричні поперечні коливання КНБК, ОБТ та інших труб. Ці коливання ні при проектуванні, ні при експлуатації, ні при розробці нових конструкцій труб частіш за все не враховуються, хоча і є однією з основних причин аварій з елементами бурильної колони.

Поперечні коливання виникають від дії змінного поздовжнього навантаження (найбільш інтенсивні - від ґрунтових коливань долота чи релаксаційних

коливань колони) на статично викривлену(поздовжніми і поперечними навантаженнями і кривиною стовбура) вісь бурильної колони в свердловині. Ці коливання, будучи параметричними, призводять до значної нерівномірності відпрацювання труб по довжині і до їх втомного руйнування, як правило, на відстані до 1 м від замків, або по різьбових з'єднаннях ОБТ.

У цілому порівняння різних видів поздовжніх, крутних і поперечних коливань вказує на те, що найбільш інтенсивне зниження стійкості опор долота і втомне руйнування труб викликають поздовжні ґрунтові і релаксаційні, а також генеровані ними поперечні параметричні. Ґрунтові коливання досить ефективно можна гасити демпфуючими пристроями. Одним з найбільш ефективних і простих засобів боротьби з релаксаційними автоколиваннями є зменшення(особливо в нижній частині колони) радіального зазору між замками труб і стінками свердловини. Підтвердженням ефективності цього засобу є результати промислових випробувань, проведених М.С. Габдрахімовим, в процесі яких збільшення проходки на долото доходить до 30%. З іншого боку, такі заходи можуть призвести до "протирання" та промиву замкових з'єднань труб, що безумовно створить аварійну ситуацію.

Останнім часом в динамічних розрахунках нафтопромислового обладнання все більш використовують методи теорії ймовірностей і статистики. Оскільки збурюючі сили, фізичні характеристики вибою і стінок свердловини змінюються в процесі буріння за законами, що мають випадковий характер[32,38-40], то такий підхід теж можна вважати доцільним.

Така різноманітність поглядів і підходів до постановки задач про коливання бурильної колони лише підтверджує складність проблеми і вказує на те, що вирішити цю проблему в рамках одного технічного заходу, пристрою чи способу є надто важко.

Безперечним є наступне:

- коливання бурильної колони притаманні самому процесу буріння і не можуть бути цілковито пояснені такими частковими причинами як пульсація тиску рідини, перекочування шарошки з зубця на зубець і т.п.;

- на коливання бурильної колони витрачається значна частина енергії, що підводиться до породоруйнівного інструмента;

- для досягнення високих техніко-економічних показників буріння слід не повністю погасити вібрації, а необхідно створити такий оптимальний баланс у динамічному режимі роботи породоруйнівного інструменту, який повинен забезпечити високу ефективність руйнування гірських порід і, разом з цим, покращити умови роботи опор і озброєння доліт, а також інших елементів бурильної колони та наземного обладнання;

- у першому наближенні кожний вид коливань(поздовжні, поперечні і крутні) можна розглядати окремо і незалежно один від одного;

- створення ефективних засобів боротьби з вібраціями, що виникають в процесі буріння, і регулювання динамічного режиму бурильної колони - важливе завдання, спрямоване на підвищення техніко-економічних показників буріння.

1.2. Відомі заходи, способи і пристрої віброзахисту бурильної колони та оцінка їх ефективності.

На сьогодні запропоновано ряд технічних заходів, способів і пристроїв, що дозволяють понизити шкідливий вплив вібрацій і здійснити регулювання динамічного режиму бурильної колони. До позитивних результатів, а саме, зниження інтенсивності крутних автоколивань, призводить підвищення мастильних властивостей бурового розчину, а також змащування бурильних труб при спусканні їх у свердловину [5, 8, 32, 47].

Перспективним напрямком зменшення автоколивань бурильної колони слід вважати розробку конструкцій долота, що мають мінімальну крутість моментної характеристики [8].

Ефективним, на думку автора роботи [48], засобом підвищення техніко-економічних показників буріння є використання резонансних компонок.

З іншого боку, автори роботи [8] вважають, що перспективним напрямом зменшення автоколивань є вибір режимів буріння, які виключають резонансні зони роботи породоруйнівного інструмента.

Особливої уваги заслуговують спеціальні пристрої для зменшення вібрацій та регулювання динаміки бурильного інструмента. До таких пристроїв належать:

- центратори, центратори-калібратори, центратори-розширювачі, призначення яких, крім всього іншого, - запобігання поперечним коливанням бурильного інструмента;

- відбивачі і динамічні(інерційні) гасники, призначені виключно для регулювання динамічного режиму низу бурильної колони в процесі руйнування гірських порід;

- амортизатори коливань бурильної колони і пружні шпинделі вибійних двигунів, призначені для гасіння одного чи декількох видів коливань.

Користуючись результатами багатьох теоретичних та промислових досліджень [4, 48, 50-57] з упевненістю можна стверджувати, що саме амортизатори коливань бурильної колони та подібні їм пристрої здатні кардинально змінювати динамічний режим бурильної колони, а при вдалому їх проектуванні і використанні - створювати оптимальний баланс віброзахисту та динаміки буріння.

Промислові дослідження [4, 50-52, 54, 55, 57] довели, що використання навіть далеких до досконалості конструкцій бурових амортизаторів призвело до значного підвищення техніко-економічних показників буріння.

Аналіз результатів застосування бурових амортизаторів при бурінні порід середньої твердості [50] показав, що встановлення їх в бурильній колоні збільшує проходку на долото на 25-35% і веде до збереження чи зростання середньої механічної швидкості проходки на 15-20%. Крім того, встановлено, що застосування амортизаторів зменшує вібрації бурильної колони в 1,5-2,0 рази. Це призводить до збільшення довговічності роботи опор і озброєння шарошкових доліт, сприятливо впливає на роботу вибійних двигунів і елементів бурильної колони,

зменшує число аварій з бурильними трубами, покращує умови роботи наземного обладнання та бурових бригад.

При бурінні в інших геологічних умовах(тверді, тріщинуваті породи) [51, 57], застосування амортизаторів дозволило збільшити оберти інструмента та навантаження на долото. У результаті проходка на долото збільшилась в середньому в 1,5 раза, зникли аварії з бурильною колоною.

Отже, можна передбачити, що вдосконалення існуючих та розробка нових, більш досконаліх, конструкцій бурових амортизаторів та їх універсалізація призведе до стабільного, ще більшого підвищення техніко-економічних показників буріння, що в підсумку веде до зниження собівартості нафти і газу.

Як правило, амортизатори коливань бурильної колони встановлюють між долотом і ОБТ чи між долотом і вибійним двигуном, що однак не виключає можливість їх встановлення в інших місцях бурильної колони, наприклад, для виконання завдань технологічного чи захисного характеру. Слід зазначити, що при значних глибинах буріння доцільним є встановлення декількох амортизаторів по довжині бурильної колони, при цьому амортизатори можуть встановлюватись як в стиснутій, так і розтягнутій її частинах. Таке встановлення бурових амортизаторів значно підвищує рівень захисту елементів бурильної колони, наземного обладнання і обслуговуючого персоналу від шкідливого впливу вібрацій.

За видами впливу амортизатори коливань бурильної колони(далі амортизатори) поділяються на:

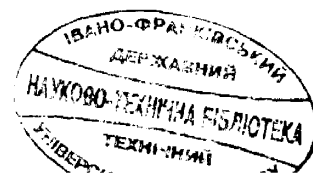
- амортизатори для гасіння поздовжніх коливань;
- амортизатори для гасіння крутних коливань;
- амортизатори для гасіння поздовжніх і крутних коливань.

Спорядження амортизатора центруючими, калібруючими чи розширюючими елементами надає йому додаткової властивості гасити і поперечні коливання.

За характером навантажень амортизатори бувають:

- односторонньої дії, призначені для встановлення лише в стиснутій частині бурильної колони;

-173



- подвійної дії, призначені для встановлення в будь-якій частині бурильної колони.

Основними вузлами амортизаторів є вузол пружного елемента і вузол передачі крутного моменту.

За типом пружного елемента амортизатори поділяються на:

- амортизатори з гумовими пружними елементами;
- амортизатори з металічними пружними елементами;
- амортизатори з гумово-металічними пружними елементами;
- амортизатори з пневматичними і гідравлічними пружними елементами;
- амортизатори з оболонковими пружними елементами.

Незважаючи на те, що за останні роки створено багато конструкцій бурових амортизаторів, у промисловості застосовувались лише окремі зразки. Це пояснюється тим, що використання амортизаторів в умовах бурової свердловини ставить надто жорсткі вимоги до їх працездатності, довговічності і надійності. Ці вимоги задовільняють далеко не всі відомі нині конструкції амортизаторів. Багатьма авторами в ролі пружного елемента бурового амортизатора використовувалась гума [4, 57-59], тарільчаті, виті і кільцеві пружини [4, 51, 56, 60], гідравлічні пружні елементи [61] та ін. Оскільки найбільш важливою характеристикою будь-якого амортизатора, як і будь-якого іншого елемента бурильної колони, є його працездатність у свердловині, вибір пружного елемента для амортизатора набуває вельми важливого значення. Досвід використання віброзахисних засобів при бурінні глибоких свердловин на нафту і газ показав, що використання традиційних пружних елементів або не забезпечує необхідної працездатності засобів захисту від вібрацій, або ж при забезпеченні необхідного рівня працездатності ефективність їх роботи бажає бути кращою. У цьому напрямку особливу зацікавленість викликають засоби віброзахисту, створені на основі оболонкових пружних елементів[49].

Вимоги до сучасної віброзахисної системи загальновідомі: мінімальні габаритні розміри і маса, стабільність віброзахисних властивостей, технологічність виготовлення, надійність експлуатації, низька вартість. Крім того, при проекту-

ванні віброзахисних пристроїв для систем, що зазнають високого рівня навантаження, необхідно прагнути до поєднання високої несучої здатності конструкції з відносно низькою жорсткістю і необхідним рівнем демпфування, достатнім для якісного гасіння вібрацій. Саме тонкостінні елементи конструкцій, в першу чергу оболонки, здатні підняти технічні характеристики пружних елементів на якісно новий рівень, оскільки оболонка здатна витримувати великі статичні та динамічні навантаження і, деформуючись в межах пружності, накопичувати значну кількість енергії. Очевидне поєднання високої питомої несучої здатності з достатньою деформівністю оболонкових конструкцій сприяє покращенню амортизуючих властивостей віброізоляторів, зниженню їх матеріалоемності і підвищенню довговічності.

Для найбільш ефективного використання властивостей тонкостінного елемента в більшості конструкцій оболонкових віброізоляторів передбачена наявність так званого “вузла трансформації переміщень”. Його основна функція - перетворення зовнішніх навантажень, що надходять від віброзбудника і об'єкта віброзахисту, в пружні деформації несучих тонкостінних елементів. Місцезнаходження вузла трансформації переміщень у кожному конкретному випадку визначається взаємним розміщенням складових частин конструкції. Як правило, це - простір, обмежений штовхачами і тонкостінними несучими елементами. Вузол трансформації переміщень може бути чи то деформівним заповнювачем, що повністю або частково займає відведений йому простір, чи то спеціальним механізмом складеним із жорстких ланок. Основна вимога до заповнювача - низький опір формозміні, необхідний для спрямованої трансформації переміщень. Цій вимозі в достатньо повній мірі відповідають гідроласти, еластоміри, в'язкі рідини, сипучі тіла і т.п. У даний час найбільш розповсюдженими заповнювачами є еластоміри, реологічні властивості яких створюють додатковий резерв для покращення деформівних і демпфуючих властивостей оболонкових пружних елементів.

Ефективність роботи віброзахисної системи визначається, в основному, жорсткістю і демпфуванням пружного елемента. Для вирішення питання

віброзахисту в конкретній ситуації необхідно керувати цими параметрами на стадії проектування - знижувати жорсткість пружних елементів без шкоди для їх міцності і забезпечувати при цьому необхідний рівень демпфування. Встановлено, що основним фактором, який впливає на величину жорсткості оболонкового пружного елемента, є жорсткість несучих оболонок(пластин, стержнів). Основний внесок у величину розсіяної енергії забезпечується внаслідок гістерезисних втрат на зовнішнє тертя(конструкційне демпфування) у парі заповнювач-оболонка або у жорсткому вузлі трансформації переміщень. Таким чином, оболонкові пружні елементи поєднують у собі переваги металічних пружних елементів, в т.ч. з великим зовнішнім тертям і пружин, гумово-металічних і гідравлічних віброізоляторів.

При механіко-математичному моделюванні поведінки оболонкових систем з деформівним заповнювачем в умовах навантаження виникає клас конструктивно нелінійних неконсервативних контактних задач про фрикційну взаємодію тонких оболонок з деформівним заповнювачем. Для інженерного дослідження фрикційної взаємодії контактуючих тіл найбільш придатними є підходи, які використовують моделі і методи теорій стержнів, оболонок та пластин. Пониження розмірності задач для контактуючих континуумів спрощує процес виводу і розв'язування рівнянь у порівнянні з випадком трьохмірної задачі теорії пружності. Основні труднощі в контактних задачах теорій стержнів, оболонок та пластин зустрічаються на етапі моделювання об'єкта дослідження і адекватного вибору теорії. У всьому багатоманітті робіт з контактних задач теорій оболонок, пластин, стержнів із сухим тертям можна умовно виділити два напрямки. На одному з них основна увага звертається на математичні аспекти проблеми, як, наприклад, в роботах [62-64]. У дослідженнях, що відносяться до другого напрямку, головну роль відіграє адекватне механіко-математичне моделювання реальних конструкцій, за результатами і рівнем строгості якого розробляється відповідна методика розв'язання конкретної прикладної задачі. Такі результати отримані в роботах [65-68]. До цього напрямку безпосередньо відносяться також

дослідження по проблемі конструкційного демпфування в малорухомих неконсервативних системах із сухим тертям - [69-72].

Перші спроби розрахунку оболонок із заповнювачем, а також аналіз демпфуючої здатності таких систем здійснено в роботах [73-76], де оболонки із заповнювачем розглядались як пружні елементи оболонкових віброзахисних пристроїв.

Хоча в роботі [76] побудовано досить цілісну методику розрахунку оболонкових систем з деформівним заповнювачем, отримані результати не застосовні, наприклад, для розрахунку оболонкових систем із заповнювачем, несучими ланками яких є оболонки обертання розімкнутого профілю чи ортотропні циліндричні оболонки. А саме такі оболонкові системи(це буде показано нижче) здатні значно розширити функціональні можливості та на порядок підняти рівень ефективності роботи оболонкових пружних елементів і, відповідно, створених на їх основі засобів віброзахисту бурильної колони.

1.3. Постановка задач дослідження.

Аналіз опублікованих наукових праць з питань віброзахисту бурильної колони, лабораторні дослідження та зібрані статистичні дані дали змогу здійснити постановку ряду конструктивних, теоретичних та експериментальних задач, вирішення яких зможе кардинально змінити сучасний стан проблеми. Отож поставлені наступні теоретичні і практичні задачі:

- вдосконалити відомі та розробити нові пружні елементи, які повністю відповідають вимогам, висунутим на сьогодні до пружних елементів бурових амортизаторів;

- запропонувати методику розрахунку пружного елемента бурового амортизатора(визначення напружено-деформованого стану несучих ланок, осадки, жорсткості, демпфуючої здатності пружного елемента в цілому);

- для підтвердження одержаних теоретичних висновків та для отримання характеристик пружних елементів провести їх стендові випробування;
- вдосконалити існуючі та створити нові конструкції засобів віброзахисту бурильної колони, що здатні ефективно працювати в умовах свердловини;
- апробувати результати досліджень в промислових умовах.

РОЗДІЛ 2

СПОСОБИ РОЗШИРЕННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ МОЖЛИВОСТЕЙ ОБОЛОНКОВИХ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ, ЇХ КОНСТРУКТИВНА АДАПТАЦІЯ ДО РОБОТИ В УМОВАХ СВЕРДЛОВИНИ

Головною ланкою бурового амортизатора, що визначає його працездатність і ефективність в умовах свердловини, є пружний елемент. З усіх частин і вузлів бурового амортизатора саме пружний елемент працює у найбільш важких умовах. Він сприймає осьове навантаження (а в амортизаторах поздовжніх і крутних коливань ще й крутний момент) і передає його долоту. Крім того, пружний елемент сприймає генеровані долотом динамічні сили, зазнає корозійного впливу навколишнього середовища та впливу підвищених (чи різко знижених) температур.

Вирішальною проблемою при проектуванні пружного елемента бурового амортизатора є створення вузла, здатного ефективно виконувати свої функції у важких умовах буріння свердловин.

Рівень ефективності використання бурових амортизаторів у загальному визначається покращенням техніко-економічних показників буріння, або ж надійністю локального захисту елементів чи систем бурильної колони при виконанні амортизатором завдань суто захисного чи технологічного характеру. Цей рівень знаходиться в прямій залежності від властивостей пружного елемента бурового амортизатора. Особливий вплив на ефективність роботи амортизаторів мають жорсткість (і можливість її варіювання в процесі роботи) та демпфування пружних елементів.

Досвід використання бурових амортизаторів вказує на те, що при роторному бурінні амортизатори, жорсткість яких була $(8 \dots 12) \cdot 10^6$ н/м, виявились приблизно в 6-7 разів ефективнішими, ніж амортизатори з жорсткістю $(20 \dots 22) \cdot 10^6$ н/м. Чим меншою є жорсткість пружного елемента, тим менша динамічна складова на долото [77]. Однак це не означає, що зменшення до нуля динамічної складової на долото покращить показники буріння. Найбільш продуктивне руйну-

вання гірської породи відбувається при певному значенні динамічної складової чи при узгодженні динамічної взаємодії породоруйнівного інструмента з вибоєм [78-80].

Таким чином, проектування пружних елементів та їх систем з розширеним діапазоном робочих навантажень та необхідним рівнем демпфування робить реальною можливість створення такого балансу в динамічному режимі роботи бурильної колони, який би забезпечив покращення техніко-економічних показників буріння і, разом з тим, надійно захистив породоруйнівний інструмент, елементи бурильної колони, наземне обладнання та обслуговуючий персонал від шкідливого впливу вібрацій.

Ретельний аналіз використання існуючих пружних елементів у бурових амортизаторах показав, що більшість з них не відповідає поставленим вимогам. Основна частина пружних елементів виявилась непрацездатною в умовах свердловини. Працездатні в умовах свердловини пружні елементи виявились мало-ефективними і не змогли у повній мірі розкрити величезний потенціал бурових амортизаторів.

2.1. Пружні елементи на базі суцільних оболонок обертання.

Здійснені теоретичні і експериментальні дослідження дозволили значно вдосконалити пружні елементи, в основу роботи яких закладені деформівні властивості оболонок обертання. Спроби використати деформівні властивості оболонок обертання при конструюванні пружних елементів зроблені в роботах [52, 54, 74, 81]. Недоліками цих конструкцій є обмежена деформативність оболонки, тому в рамках однієї суцільної оболонки неможливо отримати пружний елемент, чутливий до широкого діапазону навантажень, що знижує ефективність демпфування коливань.

Для ліквідації цього недоліку було розроблено пружний елемент, обладнаний додатковими коаксіально встановленими оболонками, що відокремлюють один від одного поршні і заповнювачі [24].

На рис. 2.1 зображено загальний вигляд запропонованого пружного елемента. Він складається з коаксіально розміщених оболонок 1, що відділяють один від одного заповнювачі 2 і коаксіально встановлені поршні 3.

Працює пружний елемент наступним чином. Прикладене до поршнів 3 зовнішнє навантаження примушує їх послідовно заходити всередину оболонок 1, стискаючи заповнювачі 2, які, діючи на оболонки, змушують їх деформуватися у межах пружних деформацій. При цьому кожний наступний ступінь пружного елемента включається в роботу ще до того, як перший чи попередній ступінь (це оболонка, поршень і заповнювач) вичерпають запас ходу. При цьому накопичується енергія, яка при зниженні (зникненні) імпульсу зовнішнього навантаження повертає рухомі частини пружного елемента у проміжне (вихідне) положення. В залежності від величини зовнішнього навантаження у роботі можуть знаходитись одна, дві чи всі оболонки пружного елемента. Ця обставина, а також взаємовплив оболонок на несучу здатність одна одної забезпечують досягнення поставленої мети - розширення діапазону робочих навантажень.

Теоретичний аналіз показав, що дане технічне рішення забезпечує отримання нового ефекту у порівнянні із звичайним паралельним з'єднанням оболонкових пружних елементів. Цей ефект полягає в тому, що при однакових експлуатаційних навантаженнях в оболонках коаксіального з'єднання виникають менші напруження ніж в аналогічних оболонках звичайного паралельного з'єднання. Виграш у несучій здатності складає 20%.

Вже на початковому етапі проектування оболонкових пружних елементів з деформівним заповнювачем виникла проблема забезпечення надійної герметизації замкненого внутрішнього об'єму пристроїв [49]. Суть проблеми полягає в тому, що при високих питомих динамічних навантаженнях між оболонкою, що деформується, і жорсткими поршнями утворюється зазор. У зазор потрапляє заповнювач, що призводить до заклинювання рухомих поршнів в оболонці і до фактичної втрати працездатності пристрою. Навіть виконання поршнів прецизійними не рятує положення. Такі пружні елементи працездатні лише в діапазоні порівняно малих питомих навантажень на заповнювач.

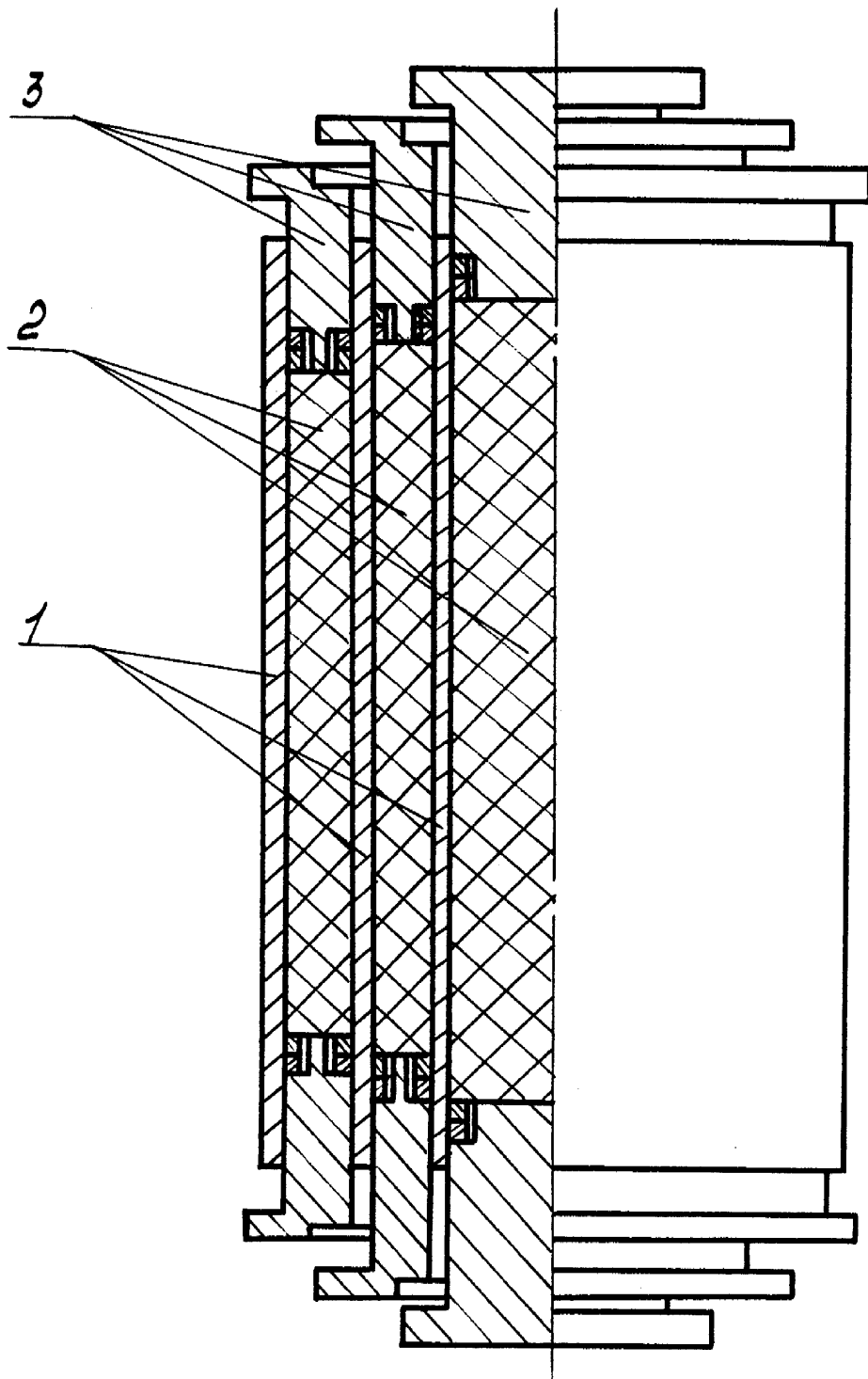


Рис.2.1. Пружний елемент з коаксіально встановленими оболонками:

- 1 - коаксіально розміщені оболонки, 2 - заповнювачі,
3 - поршні.

У ряді відомих оболонкових пружних елементів засобом, що запобігає попаданню заповнювача в зазор між оболонкою і поршнем, використано розрізні пружинні кільця. Недоліком розрізних пружинних кілець є їх низька працездатність при великих амплітудах коливань, швидке спрацювання контактуючих поверхонь кілець і оболонки і, як наслідок, низька надійність відомих пристроїв.

Для ліквідації цього недоліка був запропонований пружний елемент, в якому поршні обладнано втулками закріпленими на їх торцях, що контактують із заповнювачем, і бічних поверхнях, що контактують з оболонкою. При цьому матеріали оболонки і втулок утворюють пари з якомога меншим коефіцієнтом тертя, а жорсткості на зсув матеріалів втулок і заповнювача пов'язані співвідношенням [23]:

$$C_{BT} > C_3 ,$$

де C_{BT} - жорсткість на зсув матеріалу втулок;

C_3 - жорсткість на зсув матеріалу заповнювача.

На рис. 2.2 зображено загальний вид пружного елемента бурового амортизатора. Він складається з несучого елемента у вигляді тонкостінної циліндричної оболонки 1, розміщеного в ній заповнювача 2, поршнів 3 з втулками 4, які закріплені на поршнях(наприклад, привулканізовані, якщо вони гумові).

Працює пружний елемент наступним чином. Прикладене до поршнів 3 зовнішнє навантаження стискає заповнювач 2, який трансформує поздовжні переміщення поршнів у радіальні прогини оболонки. Деформуючись у межах пружних деформацій, оболонка накопичує енергію, а при зменшенні зовнішнього навантаження повертає поршні 3 у вихідне положення. Оскільки поршні входять в оболонку з гарантованим натягом, то при деформації оболонки зазори не утворюються, а величина гарантованого натягу зменшується. Ці обставини, а також більша, ніж у заповнювача, жорсткість на зсув матеріалу втулки та низький коефіцієнт тертя пари втулка-оболонка запобігають попаданню заповнювача у зазор між поршнем і оболонкою та їх заклинюванню. Водночас знижується інтенсивність спрацювання контактуючих поверхонь поршнів і оболонки, тобто підвищується надійність пристрою.

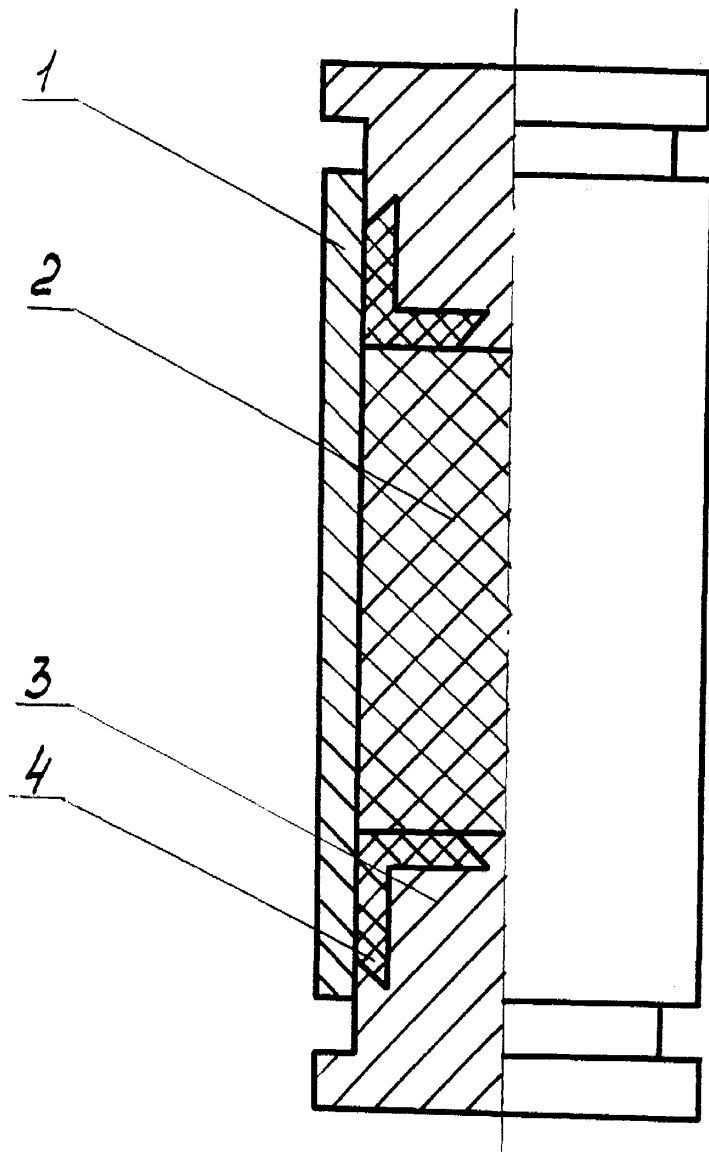


Рис.2.2. Пружний елемент з герметизуючими втулками:
1 – циліндрична оболонка; 2 – заповнювач; 3 – поршень;
4 – втулка.

2.2. Пружні елементи на базі циліндричних оболонок з розрізом вздовж твірної.

Для зниження жорсткості відомих оболонкових пружних елементів рядом авторів [49] були застосовані наступні способи: збільшення податливості власне несучих тонкостінних елементів(виконання прорізів різної конфігурації, варіювання товщиною стінки і формою елемента), збільшення податливості конструкції в цілому(послідовне встановлення ланок оптимальної довжини, спеціальна конструкція поршнів, створення монтажних напружень). Однак усі ці заходи значно ускладнюють технологію виготовлення несучих оболонок, і, як це часто буває, звільнення пристроїв від одних недоліків породжує інші, не менш серйозні. Розглянемо, наприклад, пружні елементи з прорізними оболонками. У таких пружних елементах максимальний контактний тиск на оболонку має місце в площинах торців заповнювача, що при наявності концентраторів напружень на кінцях прорізів призводить до значного зростання діючих напружень і руйнування конструкції(непрацездатність), або ж зумовлює невиправдане підвищення матеріалоемності несучої ланки(прорізної оболонки), зменшення її деформативності, а, отже, зниження ефективності роботи пружного елемента.

При послідовному встановленні ланок пружного елемента на базі суцільних оболонок отримуємо значне зростання габариту(довжини) пружного елемента, що часто є неприйнятним для КНБК, матеріалоемності та вартості пружного елемента. Більш повне використання ресурсу деформативності несучих ланок таких пружних елементів досягається при змінній товщині оболонки, що визначається на основі розв'язання контактної задачі із застосуванням критерію рівномірності Треска-Сен-Венана [76]. Однак виготовлення таких оболонок пов'язане з технологічними труднощами.

Інші способи зниження жорсткості оболонкових пружних елементів пов'язані з рядом недоліків та малоефективні, тому розглядати їх недоцільно.

Для ефективного вирішення завдання зниження жорсткості було розроблено ряд пружних елементів на базі циліндричної оболонки з розрізом вздовж твірної. Таке виконання несучих ланок створює можливість використання згину

оболонок розімкнутого профілю в умовах, близьких до плоскої деформації, що знижує жорсткість пружного елемента в цілому.

На рис. 2.3 зображено пружний елемент [15,17], який складається з поршнів 1, ущільнених втулками 2, розрізаної вздовж твірної циліндричної оболонки 3, заповнювача 4 та технологічної втулки 5, яка служить для перекриття розрізу оболонки і запобігання виходу заповнювача при великих питомих тисках.

Працює описаний пружний елемент наступним чином: прикладене до поршнів 1 навантаження стиску змушує їх заходити всередину втулки 5, стискаючи при цьому заповнювач 3, який трансформує поздовжні переміщення поршнів в радіальні прогини оболонки, а при зменшенні(зникненні) зовнішнього навантаження поршні повертаються у проміжне(вихідне) положення. Оскільки в таких пружних елементах головний внесок у величину розсіяної енергії роблять гістерезисні втрати на зовнішнє тертя, то слід зазначити, що технологічна втулка 5 може бути як металічною, так і не металічною. Це дозволяє, при необхідності, легко змінювати трибологічні властивості контактуючої пари заповнювач-технологічна втулка, регулюючи рівень конструкційного демпфування.

При необхідності забезпечення більш високої несучої здатності віброзахисної системи, яка складена з однієї пружної ланки(не вдаючись до побудови системи з декількох пружних ланок), більш доцільно використати пружний елемент, зображений на рис. 2.4 [17,19]. Він складається з поршнів 1 з ущільнюючими втулками 2, розрізаної вздовж твірної циліндричної оболонки з буртами 3, заповнювача 4 та внутрішніх суцільнометалічних оболонок 5. Очевидно, що підвищення тиску заповнювача веде до виштовхування суцільнометалічних оболонок 5 з оболонки 3. Щоб цього не сталося, на її внутрішній поверхні виконано виточки необхідних розмірів.

Працює пружний елемент аналогічно попередньому. Особливістю його конструкції є наявність внутрішніх цільнометалічних оболонок 5. У пружних елементах такого типу внаслідок наявності пари сухого тертя заповнювач-оболонка контактний тиск між заповнювачем та оболонкою розподілений нерівномірно, він

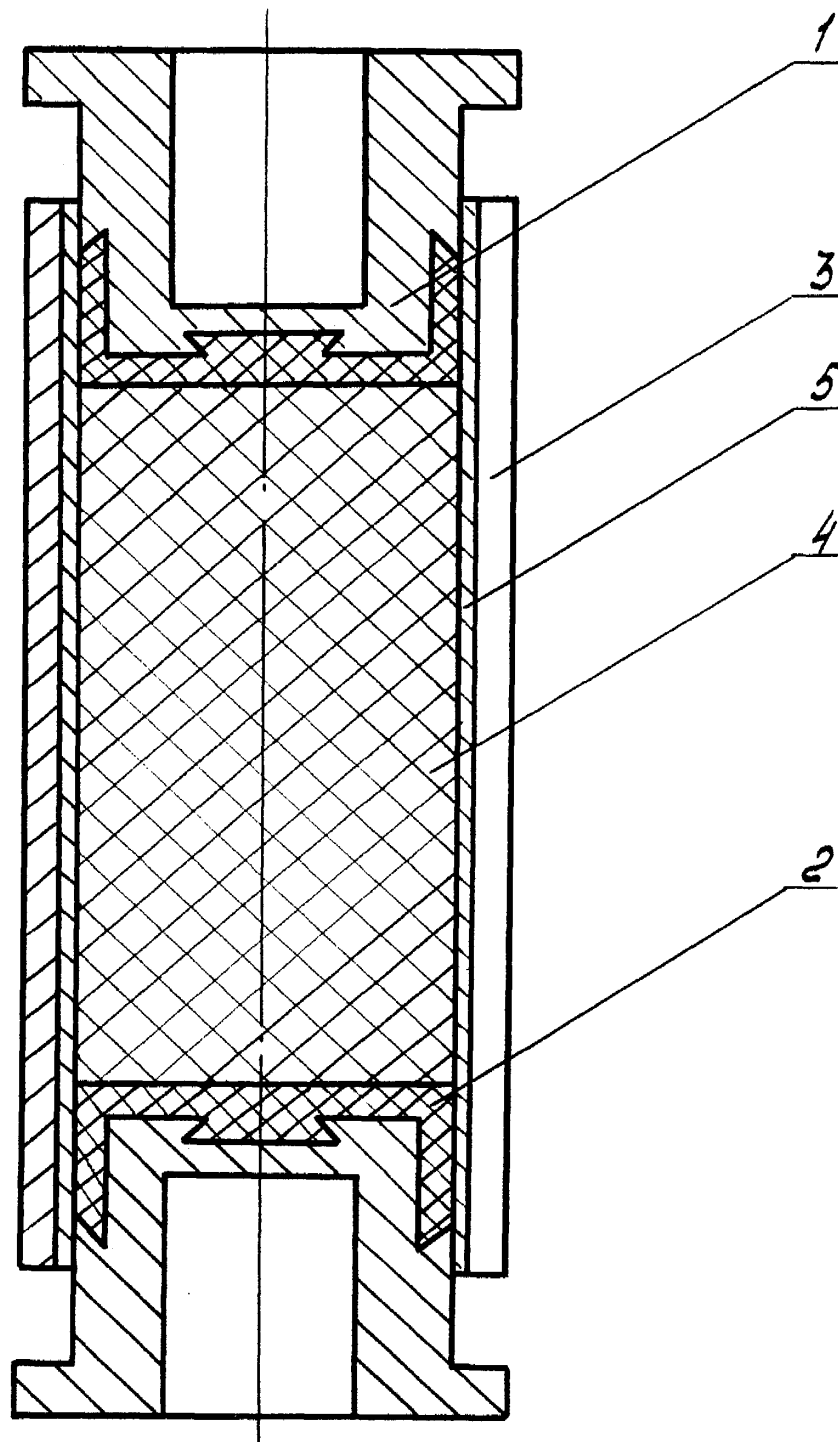


Рис. 2.3. Пружний елемент (оболонка розрізана вздовж твірної):
1-поршень; 2-ушільнююча втулка; 3-розрізана вздовж твірної
циліндрична оболонка; 4-заповнювач; 5-технологічна втулка.

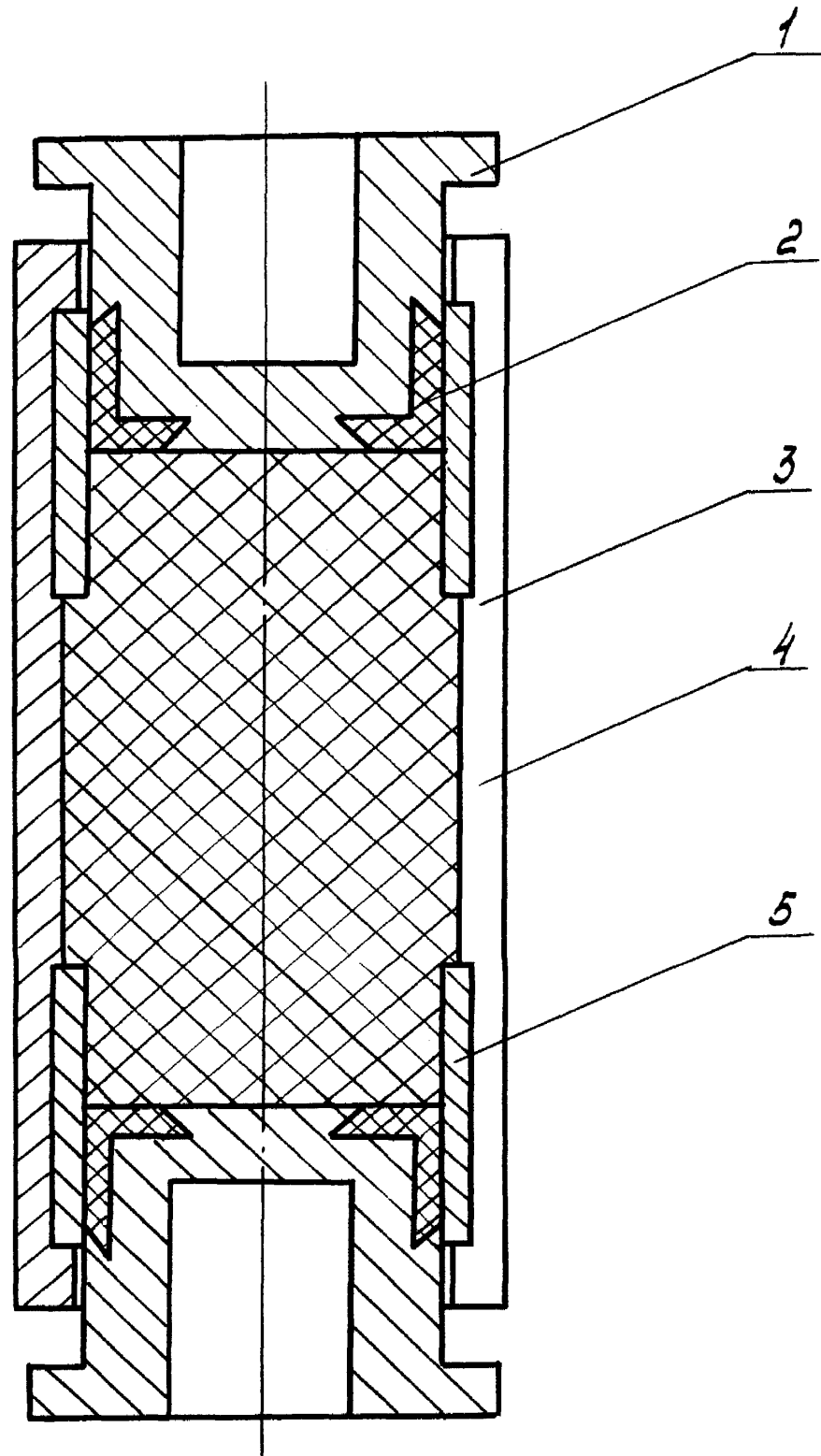


Рис.2.4.Пружний елемент підвищеної несучої здатності:
1-поршень; 2-ущільнююча втулка; 3-розрізана вздовж
твірної циліндрична оболонка; 4 - заповнювач; 5 - су-
цільна оболонка.

спадає з віддаленням від торців заповнювача. Тому найбільший контактний тиск буде діяти між заповнювачем і суцільними оболонками 5, а ділянка розрізаної оболонки буде менш навантаженою. За рахунок цього підвищується несуча здатність пружного елемента порівняно з попереднім.

На рис. 2.5 представлена конструкція пружного елемента, що є синтезом декількох конструктивних рішень [15]. Вона складається з зовнішньої 1 та внутрішньої 2 розрізаних оболонок, заповнювача 3, верхнього 4 та нижнього 5 поршнів, ущільнюючих втулок 6 і 7 та вузлів фіксації відносного зміщення розрізів оболонок 8, 9.

Тут для підвищення несучої здатності пружного елемента в якості його несучої ланки використано пакет розрізаних оболонок. При цьому в пружних елементах відносно малих розмірів, які працюють в діапазоні невеликих навантажень, оболонки у площині, перпендикулярній до твірної, мають сталу товщину, а в пружних елементах, розроблених для відносно великих навантажень, - змінну товщину, яка визначається ексцентриситетом внутрішньої і зовнішньої циліндричних поверхонь. Для дуже великих навантажень і розмірів зміна товщини по колу визначається за формулою:

$$h = 2 \sqrt{\frac{K \cdot Q}{\sigma_T}} \cdot \sin \frac{\varphi}{2},$$

де h - товщина оболонки, K - коефіцієнт запасу міцності, Q - задане максимальне навантаження, σ_T - границя текучості матеріалу оболонки, φ - кут полярної системи координат, який відраховується від розрізу.

Утворення оболонки змінної товщини шляхом ексцентричного виконання циліндричних поверхонь не потребує виготовлення і використання копіра для виробництва оболонки, що знижує витрати праці на виготовлення пружного елемента за рахунок покращення технологічності. Порівняльний аналіз оболонок із змінною товщиною та оболонок, утворених ексцентричними циліндричними поверхнями, показав, що для оболонок невеликих розмірів зовнішнім діаметром до 0,25м і довжиною 0,40м перевищення ваги є незначними - до 3,5%. Але при

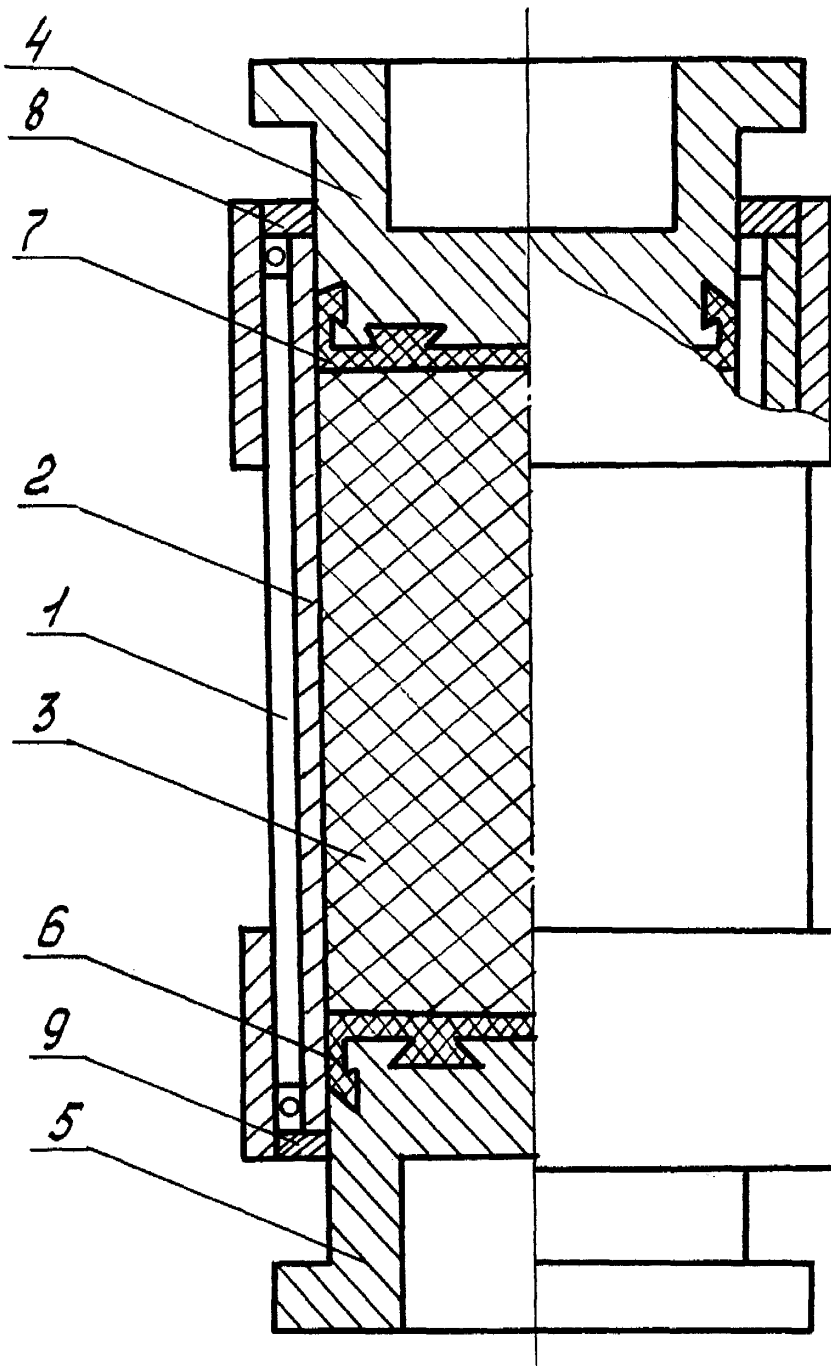


Рис.2.5.Пружний елемент (пакет оболонок розрізаних вздовж твірної):

1,2-зовнішня і внутрішня розрізані оболонки; 3-заповнювач;
 4,5-верхній та нижній поршні; 6,7-ущільнюючі втулки; 8,9-
 вузли фіксації відносного зміщення розрізів оболонок.

більших габаритах оболонки цей процент зростає. Метою такого виконання несучих ланок пружних елементів є підвищення ефективності їх роботи за рахунок раціонального використання конструкційних матеріалів.

У розглядуваному пружному елементі регулювання жорсткості здійснюється шляхом монтажу пакета коаксіальних оболонок з розрізом вздовж твірної і їх фіксації одна відносно другої. При встановленні оболонок їх розрізи зміщують у коловому напрямку на полярний кут φ .

На рис. 2.6. показані види з торця двошарового пакета оболонок максимальної (рис. 2.6а), мінімальної (рис. 2.6б) та проміжної (рис. 2.6в) жорсткості. Обчислений теоретично чи визначений експериментально, діапазон жорсткості від мінімального до максимального значень розбивається на проміжки з необхідною точністю та кроком і зводиться в таблицю. Виходячи із значень полярних кутів, які встановлюються на конкретному оболонковому амортизаторі, отримуємо амортизатор заданої жорсткості.

Досвід конструювання і використання амортизаторів свідчить про необхідність створення пристроїв, що допускають регулювання жорсткості у процесі роботи. Виникнення нелінійності у системах амортизації пов'язане, в першу чергу, з підвищенням рівня вібрації. Відомо, що будь-який реальний амортизатор може мати лінійну пружну характеристику лише на деякому відрізку зміни величини деформації. Із збільшенням сили, що діє на амортизатор, збільшується величина його ходу(максимального переміщення поршнів), або ж амортизатор припиняє працювати(може зруйнуватись пружний елемент і т.п.), і безумовно робочий відрізок пружної характеристики виходить за межі лінійності. При великих значеннях сил, що діють на амортизатор, коли існує необхідність обмеження його ходу, навмисно доводиться забезпечувати нелінійність характеристики. У буровому амортизаторі це досягається шляхом побудови систем з окремих пружних ланок. Однак, іноді виникає необхідність у нелінійній характеристиці пружного елемента як окремої конструктивної одиниці. Такий пружний елемент зображено на рис. 2.7 [16,19,27]. Він складається з зовнішніх 1 і внутрішніх 2 поршнів, оболонки 3, що розрізана вздовж твірної, та технологічної

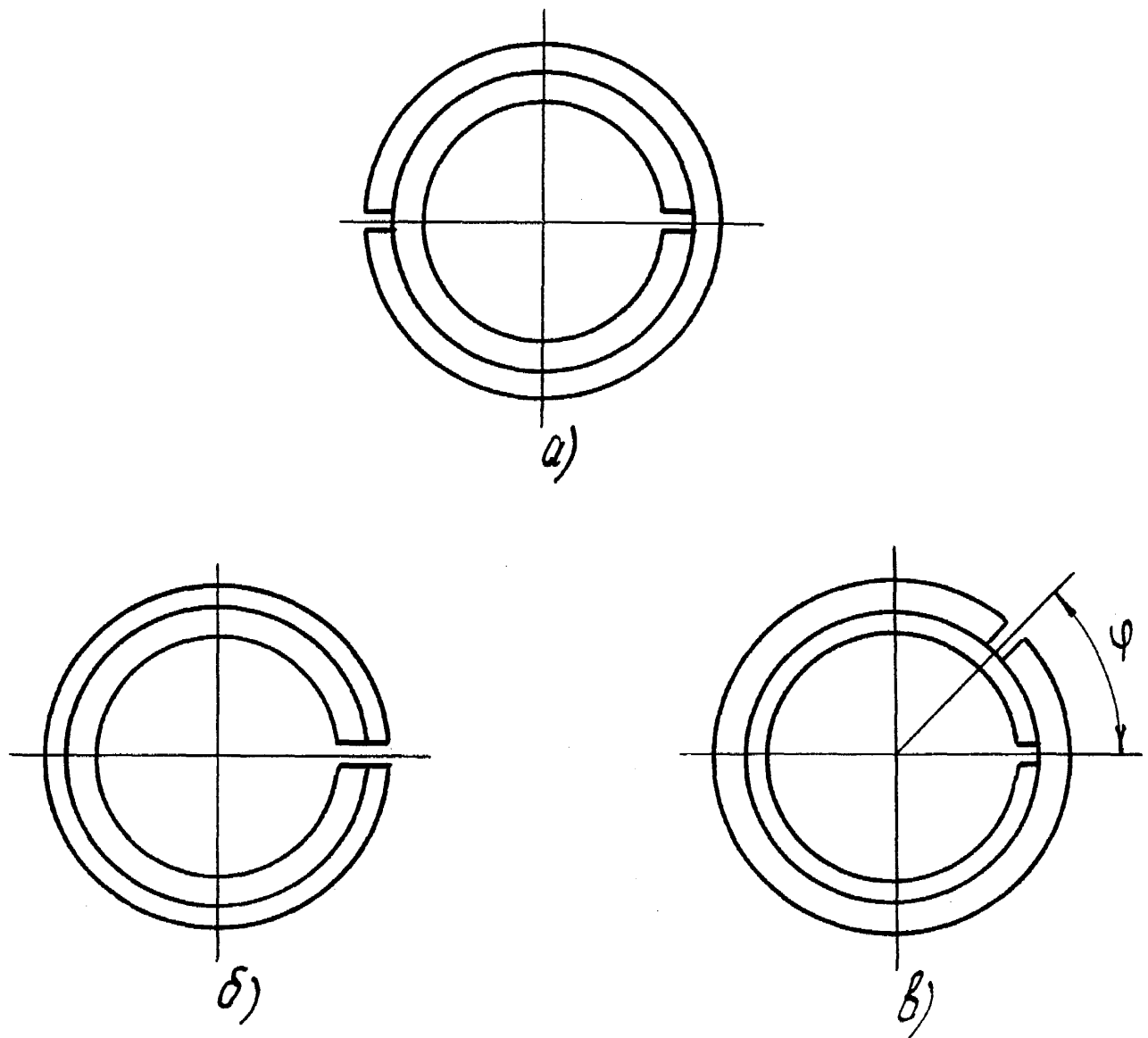


Рис.2.6. Види з торця двошарового пакета оболонок:
а-максимальної, б-мінімальної,
в-проміжної жорсткості.

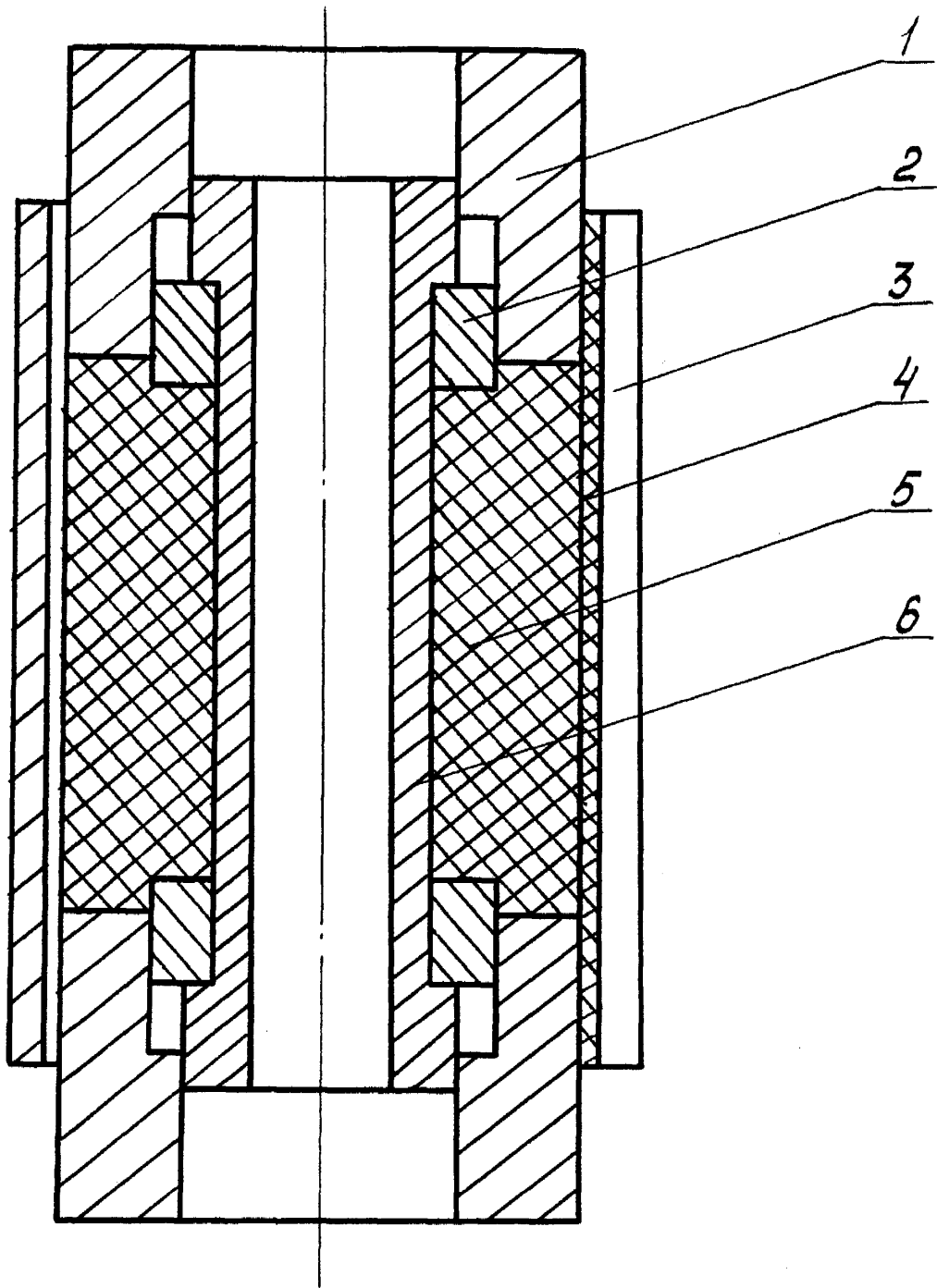


Рис.2.7. Пружний елемент з диференційними поршнями:
1,2-зовнішній і внутрішні поршні; 3-розрізана вздовж твірної оболонка; 4 - технологічна втулка; 5 - заповнювач; 6 -ствол.

втулки 4(або пакета розрізаних оболонки), заповнювача 5 та ствола 6, на внутрішній поверхні якого утворені бурти.

Працює пружний елемент наступним чином. Під дією зовнішнього навантаження поршні 1 починають дедалі більше входити усередину втулки 4. При цьому заповнювач трансформує поздовжні переміщення поршнів 1 у радіальні деформації оболонки 3. Оболонка, деформуючись, накопичує енергію, а при зникненні(зниженні) діючого навантаження повертає рухомі частини пружного елемента у вихідне(проміжне) положення. Подальше збільшення навантаження призводить до того, що поршні 1 вичерпують запас ходу і своїми буртами впираються у торці внутрішніх поршнів 2. Тепер навантаження розподіляється на сумарну площу поршнів 1 і 2, тобто жорсткість пружного елемента зростає, а отже зростає і його несуча здатність. При зниженні навантаження у вихідне положення повертаються спочатку поршні 2, а далі – поршні 1.

Для діаграми навантаження такого пристрою характерна жорстка нелінійність, при цьому найменшу жорсткість пружний елемент має, працюючи на зовнішніх поршнях 1, і стає більш жорстким при підключенні внутрішніх поршнів 2. Дещо згладити нелінійну характеристику пристрою можна, збільшивши кількість пар поршнів(при їх незмінній сумарній площі), які із збільшенням діючого навантаження поступово вступатимуть в роботу.

Слід зазначити, що у всіх описаних елементах при їх роботі в умовах екстремальних температурних впливів можна використати жорсткий заповнювач(стальні кульки, дріб різного калібру, тверді сипучі матеріали та ін.). Позитивною якістю використання такого заповнювача є те, що відпадає необхідність герметизації внутрішнього об'єму конструкції. Ще однією важливою властивістю пружних елементів з жорстким заповнювачем є те, що значний вклад у розсіювання енергії вносить внутрішнє тертя в заповнювачі при його формозміні. Згідно з теоретичними і експериментальними дослідженнями, при певній калібровці жорсткого сипучого наповнювача можна досягти досить значного розсіювання енергії, підведеної до пристрою.

2.3. Оболонкові пружні елементи з жорсткими вузлами трансформації переміщень.

Пружні елементи бурових амортизаторів з м'яким заповнювачем в умовах вічної мерзлоти чи термальних свердловин не забезпечують надійну роботу, оскільки м'які заповнювачі в таких умовах не здатні виконувати покладені на них функції. Тому особливу зацікавленість викликають пружні елементи з жорстким вузлом трансформації переміщень. Особливістю їх конструкцій є наявність спеціального механізму перетворення зовнішнього віброзбудження в деформації несучих тонкостінних елементів [17].

У відомих пружних елементах з жорстким вузлом трансформації переміщень [49] наявність одного ряду нажимних куль чи кулачків зумовлює передачу ним всього навантаження, що призводить до таких негативних наслідків, як наявність значних контактних напружень, нерівномірність навантажень і деформацій оболонки по довжині, а також односторонність дії такого пружного елемента. Великі навантаження призводять до швидкого зносу контактуючих пар, зниження працездатності, а односторонність дії значно звужує функціональні можливості засобів віброзахисту.

Для ліквідації цих недоліків були розроблені дві конструкції багатоярусних пружних елементів з послідовним та паралельним включенням в роботу окремих ярусів [17, 22].

На рис. 2.8 зображено пружний елемент, що складається з розрізаної вздовж твірної циліндричної оболонки 1, з якою взаємодіють ряди куль 2, що встановлені по колу проміжних 3, 4 і крайніх 5 кілець з похилими(чи фігурними) поверхнями. На лівій частині рисунка зображено ланку пружного елемента без навантаження. На правій - положення рухомих частин пружного елемента під дією зовнішнього навантаження [22].

Під дією зовнішнього навантаження крайні 5 і проміжні 3, 4 кільця наближаються одне до одного, змушують кулі 2 перекочуватись похилими(фігурними) поверхнями кілець, впливаючи на оболонку, яка, деформується у межах пружних деформацій, накопичує енергію. При зниженні зовнішнього навантаження рухомі

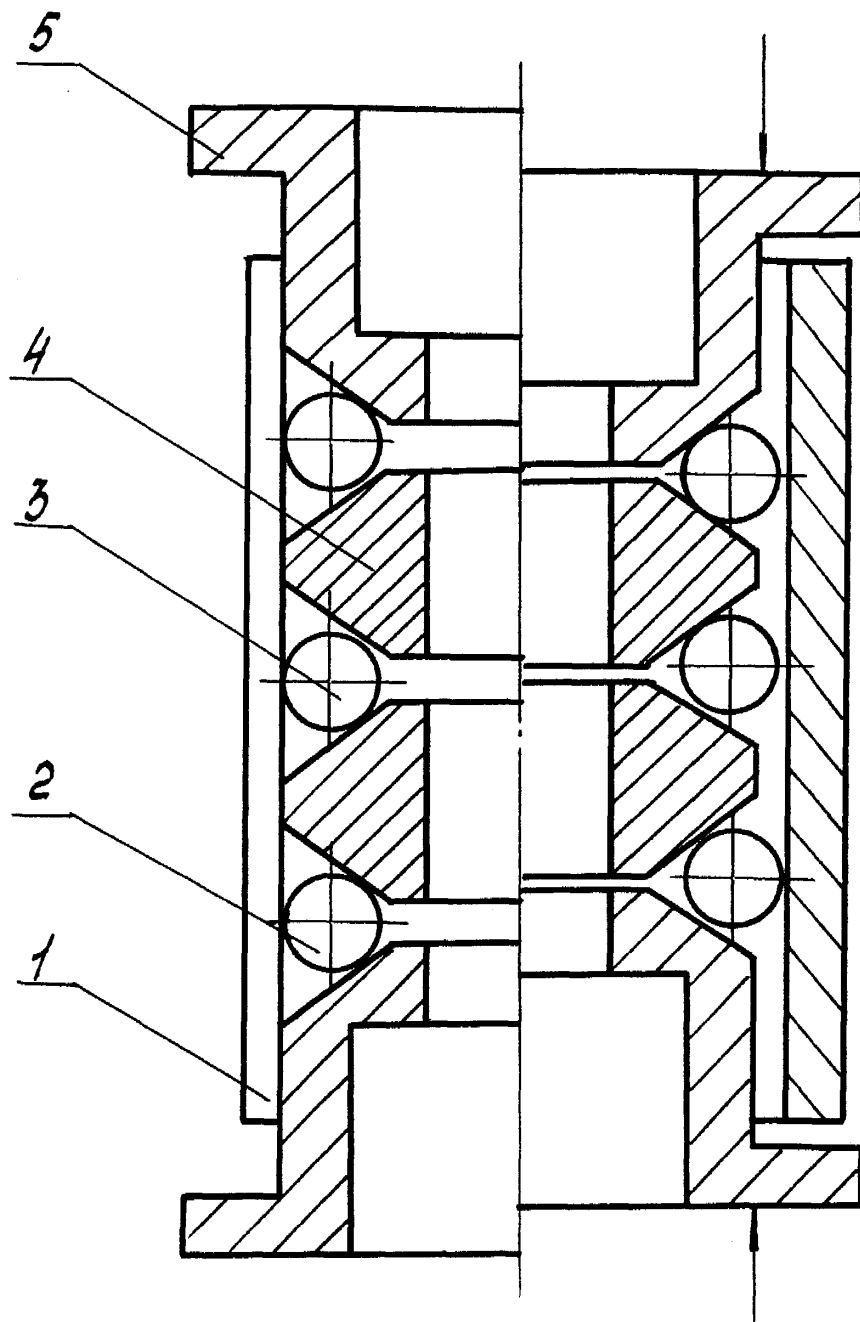


Рис.2.8. Пружний елемент з жорстким вузлом трансформації
переміщень (послідовне включення ярусів):

1-розрізана вздовж твірної циліндрична оболонка; 2-кулі;
3,4-проміжні кільця; 5-крайні кільця.

частини пружного елемента за рахунок енергії, накопиченої оболонкою, повертаються у вихідне чи проміжне положення(в залежності від величини зниження зовнішнього навантаження).

Аналіз роботи описаного пружного елемента вказує на те, що всі ряди куль зазнають однакового навантаження, величина якого дорівнює зовнішньому навантаженню. Навантаження на оболонку залежить від кута нахилу поверхні кулачка і кількості рядів куль. Осадка пружного елемента пропорційна кількості рядів куль, причому збільшення кількості рядів веде до збільшення осадки.

При однаковій осадці деформації оболонок менші в пружному елементі з більшою кількістю рядів куль. Чим більше рядів куль, тим менші переміщення в парах тертя, а отже і спрацювання останніх, що збільшує термін служби пружного елемента.

Важливою перевагою описаної конструкції пружного елемента є залежність його динамічної характеристики від характеру похилої поверхні кілець, які взаємодіють з кулями. Ряд таких характеристик зображено на рис. 2.9. Вибравши кільця з певними похилими поверхнями чи їх комбінації, отримуємо необхідну характеристику пружного елемента [17, 82].

На рис. 2.10 зображено пружний елемент, що складається з розрізаної вздовж твірної циліндричної оболонки (пакета таких оболонок) 1, кульок 2, що контактують з оболонкою і взаємодіють з похилими поверхнями кулачків 3, які своїми плоскими поверхнями опираються на упори додаткової втулки 4 і взаємодіють з буртами, які утворені дисками 5, що закріплені на стволі 6 з допомогою гайки 7 і проміжних втулок 8.

Пружний елемент працює таким чином. Зовнішнє навантаження, яке діє на ствол 6 через диски 5, передається на кулачки 3. При цьому, якщо навантаження діє зверху вниз, то кулачки 3 кожного ярусу, які знаходяться над кульками 2, контактуючи з дисками, передають навантаження на кульки, а через них на кулачки, що знаходяться під кульками і опираються на упори додаткової втулки 4, нижній торець якої фіксується від переміщення вниз. При дії навантаження знизу вверх кулачки кожного ярусу, які знаходяться під кулями, контактуючи з диска

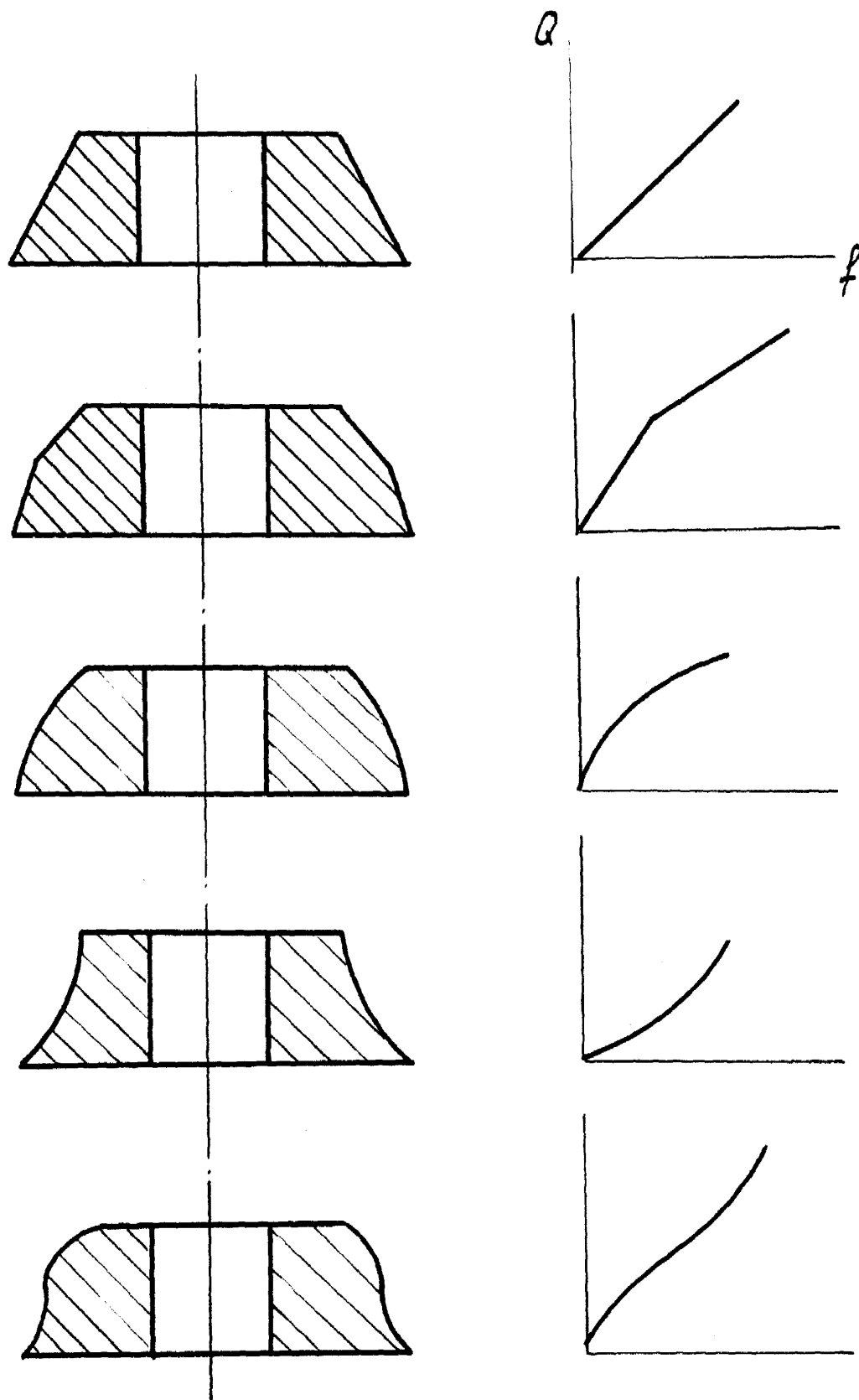


Рис.2.9. Характеристики пружного елемента в залежності від геометрії похилої поверхні кілець.

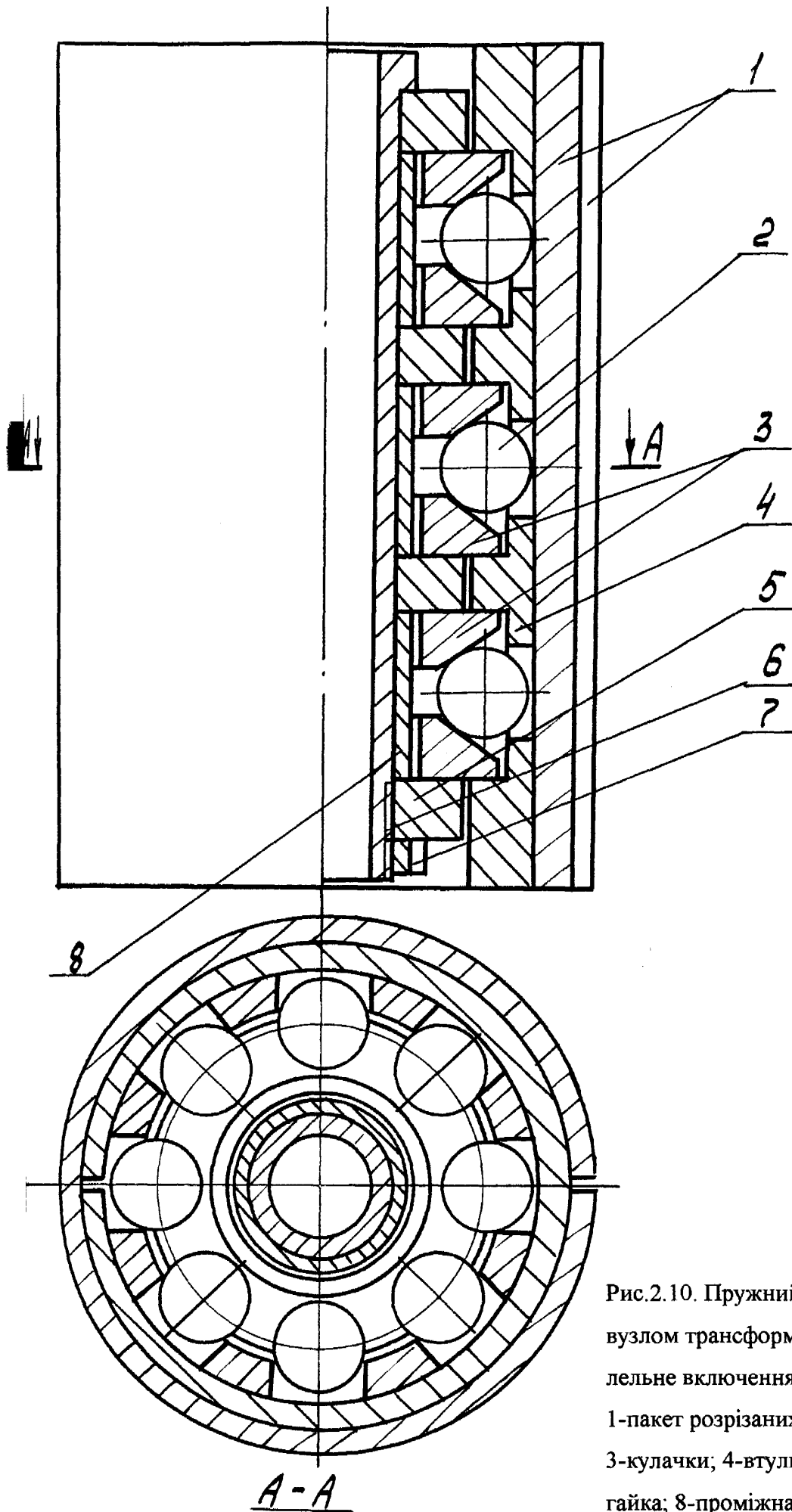


Рис.2.10. Пружний елемент з жорстким вузлом трансформації переміщень (паралельне включення ярусів):

1-пакет розрізаних оболонок; 2-кулька;
3-кулачки; 4-втулка; 5-диск; 6-ствол; 7-гайка; 8-проміжна втулка.

ми, передають навантаження через кулі на кулачки, що знаходяться над ними і опираються на упори додаткової втулки, верхній торець якої фіксується від переміщень вгору. Далі, при будь-якому напрямі навантаження кульки, затиснені між похилими поверхнями кулачків, рухаються в бік оболонки(пакета оболонок) 1, яка деформується в межах пружних деформацій, нагромаджує енергію, а при зниженні(зникненні) зовнішнього навантаження за рахунок нагромадженої енергії повертає рухомі частини пружного елемента у вихідне положення. Такий принцип роботи пружного елемента бурового амортизатора забезпечує можливість встановлення останнього як в стиснутій, так і в розтягнутій частинах бурильної колони без особливих конструктивних ускладнень. Очевидно, що величина зовнішнього навантаження, яке діє на описаний пружний елемент, дорівнює сумі величин навантажень, яких зазнає кожен ряд куль. Це призводить до зменшення контактних напружень у парах тертя і навантаження.

Деформативні властивості описаних пружних елементів з жорстким вузлом трансформації переміщень в основному визначаються контактною жорсткістю тонкостінних несучих ланок конструкцій, а демпфуюча здатність - геометрією і трибологічними властивостями жорстких ланок механізму. Наявність значного конструкційного тертя на контактуючих поверхнях потребує особливого підходу до вибору матеріалу і технології виготовлення пар тертя. Відносно мала довжина пружних елементів дозволяє проектувати короткі амортизатори, які здатні працювати у свердловинах значної кривини, чи при бурінні горизонтальних ділянок свердловин.

У разі необхідності збільшити осадку амортизатора до конструкції пружного елемента включають дві чи більше ланки, робота яких здійснюється послідовно, а з метою підвищення несучої здатності амортизатора ланки включають в паралельну роботу, при цьому навантаження між пружними ланками розподіляється пропорційно їх жорсткості [27].

2.4. Вибір пружного елемента для бурових амортизаторів.

Пружні елементи з несучою ланкою у вигляді циліндричної оболонки з розрізом вздовж твірної, порівняно з відомими пружними елементами мають ряд переваг у конструктивному, технологічному та техніко-економічному плані.

Так, в конструктивному відношенні вони прості, дозволяють конструювати амортизатори різного призначення, надають можливість легко варіювати свої пружні характеристики як на стадії проектування(змінна товщини стінки несучої ланки, довжини оболонки, коефіцієнта тертя пари заповнювач-оболонка) так і безпосередньо при використанні(застосування пакетів оболонок, що контактують між собою, або через спеціальні проміжні елементи; зміщення та фіксація прорізів оболонок у пакеті та ін.), а також дають змогу конструювати різноманітні системи пружних елементів, конкретизація яких залежить від задач, які повинна вирішувати віброзахисна система(буровий амортизатор) у цілому.

У технологічному плані пружні елементи з несучою ланкою у вигляді циліндричної оболонки з розрізом вздовж твірної прості у виготовленні, їх виробництво не потребує спеціальних пристроїв чи інструменту і не висуває особливих вимог до точності.

У техніко-економічному плані такі пружні елементи довговічні, на протязі тривалого часу зберігають стабільність пружних характеристик, значно розширюють експлуатаційні можливості бурових амортизаторів за рахунок зниження жорсткості при достатньому рівні несучої здатності і придатні для використання в будь-яких температурних та геологічних умовах буріння свердловин.

На протязі багатьох років проводились лабораторні та промислові експерименти з визначення працездатності та ефективності роботи пружних елементів на базі суцільних та прорізнних, а останні кілька років розрізаних вздовж твірної циліндричних оболонок, призначених для бурових амортизаторів.

Експерименти та промислові випробування проводились у лабораторії відділу моделювання оболонок систем ІППММ НАН України та на бурових підприємствах ДП "Укрбургаз".

У результаті експериментальних досліджень встановлено, що найвищою ефективністю володіють бурові амортизатори, виконані на базі пружного елемента з розрізаною вздовж твірної циліндричною оболонкою (рис. 2.3) та пружного елемента з диференційними поршнями (рис. 2.7) [26].

Висновки до розділу 2

1. У результаті теоретичних та експериментальних досліджень знайдено ряд нових технічних рішень, спрямованих на підвищення ефективності та працездатності пружних елементів на базі суцільних оболонок обертання (розширення діапазону робочих навантажень, підвищення несучої здатності, надійна герметизація внутрішнього об'єму конструкції).

2. Запропоновано пружні елементи з м'якими та жорсткими вузлами трансформації переміщень на базі розрізаних вздовж твірної циліндричних оболонок, знайдено технічні рішення, які дозволили забезпечити зниження і регулювання жорсткості, підвищення несучої здатності, зменшення матеріалоемності, досягнення, при потребі, нелінійної характеристики та необхідного рівня працездатності в екстремальних температурних умовах.

3. Описані пружні елементи мають просту конструкцію, є високотехнологічними, працездатними і надійними при великих навантаженнях і важких режимах роботи.

4. Пружні елементи на базі розрізаних вздовж твірної циліндричних оболонок задовільняють вимоги, висунуті в даний час до пружних елементів бурових амортизаторів, а конструкції, зображені на рис. 2.3, 2.7, працюють найбільш ефективно.

5. Пружні елементи з жорсткими вузлами трансформації поздовжніх переміщень поршня в радіальні прогини оболонок рекомендовано до використання як в бурових амортизаторах, так і в інших машинах і механізмах, які призначені для роботи в екстремальних температурних умовах.

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ПРУЖНОГО ЕЛЕМЕНТА БУРОВОГО АМОРТИЗАТОРА

3.1. Контактна взаємодія ортотропної циліндричної оболонки з деформівним заповнювачем.

У даному параграфі сформульована та розв'язана контактна задача про фрикційну взаємодію ортотропної циліндричної оболонки з деформівним заповнювачем. Отримані результати будуть безпосередньо використані при теоретичних дослідженнях поведінки пружного елемента бурового амортизатора з несучою ланкою у вигляді циліндричної оболонки з розрізом вздовж твірної під дією монотонного та немонотонного навантаження.

З іншого боку, внаслідок розширеного використання композитів у сучасній промисловості, досить перспективною виглядає можливість застосування армованих матеріалів у тонкостінних елементах конструкцій оболонкових засобів віброзахисту. Цей напрям конструювання ставить нові задачі дослідження фрикційної взаємодії тонкостінних систем з деформівним заповнювачем.

Отож, даний параграф, з одного боку, має цілком самостійне значення, а з іншого(це буде показано далі) - є важливою частиною розділу в цілому.

Розглянемо пружний деформівний циліндр(заповнювач) радіуса R і довжини a , який заповнює ортотропну циліндричну оболонку товщини h (рис.3.1). На один торець циліндра через абсолютно жорсткий гладкий поршень передається зовнішнє навантаження Q ; другий торець заповнювача разом з оболонкою гладко впертий в жорстку перепону. Характер контактної взаємодії оболонки і заповнювача визначається законом сухого тертя. Осесиметричний напружено-деформований стан системи досліджуємо в циліндричних координатах.

Прагнучи аналітично оцінити найбільш суттєві параметри сформульованої задачі для створення простої інженерної методики розрахунку оболонкових конструкцій такого типу, дослідження проводимо на базі одновимірних моделей заповнювача і оболонки [84].

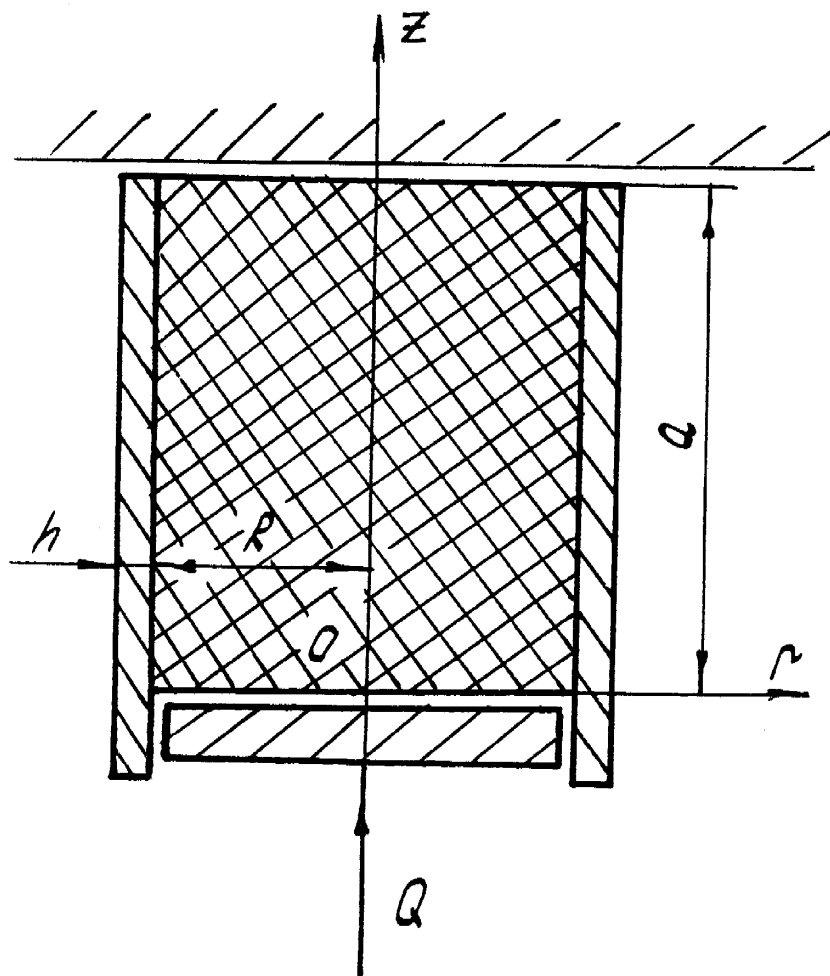


Рис.3.1. Розрахункова схема пружного елемента з несучою ланкою у вигляді ортотропної циліндричної оболонки.

Пружну рівновагу оболонки описуємо співвідношеннями безмоментної теорії [68], що включають:

- рівняння рівноваги

$$\frac{dN_\zeta}{d\zeta} - a\tau_0 = 0, \quad (3.1)$$

$$N_\beta = -R\sigma_0; \quad (3.2)$$

- закон Гука (фізичні співвідношення)

$$\varepsilon_{\zeta_0} = \frac{1}{h} \left(\frac{1}{E_1} N_\zeta - \frac{\nu_{12}}{E_2} N_\beta \right), \quad (3.3)$$

$$\varepsilon_{\beta_0} = \frac{1}{h} \left(\frac{1}{E_2} N_\beta - \frac{\nu_{21}}{E_1} N_\zeta \right), \quad (3.4)$$

де N_ζ , N_β - мембранні зусилля, σ_0 , τ_0 - задані на внутрішній поверхні оболонки напруження, E_1 , E_2 та ν_{12} , ν_{21} - модулі Юнга та коефіцієнти Пуассона матеріалу оболонки у відповідних напрямках.

Вихідними модельними співвідношеннями для заповнювача будуть усереднені за площею поперечного перерізу рівняння рівноваги [83, 84] та закон Гука

$$\frac{d\sigma_\zeta}{d\zeta} + 2l\tau = 0, \quad (3.5)$$

$$\varepsilon_\zeta = \frac{1}{a} \frac{du}{d\zeta} = \frac{1}{E} (\sigma_\zeta - 2\nu\sigma), \quad (3.6)$$

$$\varepsilon_\rho = \varepsilon_\beta = \frac{w}{R} = \frac{1}{E} [(1-\nu)\sigma - \nu\sigma_\zeta], \quad (3.7)$$

де $l = a/R$, $\zeta = z/a \in [0,1]$, $\rho = r/R \in [0,1]$ - безрозмірні координати; σ , τ - нормальне і дотичне контактні напруження; u , w - осьове і радіальне переміщення на поверхні $r = R$; E , ν - модуль Юнга і коефіцієнт Пуассона матеріалу заповнювача.

На торцях заповнювача і оболонки виконуються умови

$$\sigma_{\zeta}(0) = -P \equiv -\frac{Q}{\pi R^2}, \quad N_{\zeta}(0) = 0; \quad (3.8)$$

$$u(1) = 0, \quad u_0(1) = 0. \quad (3.9)$$

Фрикційну взаємодію оболонки і заповнювача описуємо співвідношеннями одностороннього контакту

$$w_0 = w, \quad \sigma_0 = \sigma < 0, \quad \zeta \in [0, 1], \quad (3.10)$$

законом сухого тертя

$$\tau = f\sigma, \quad u > u_0, \quad \zeta \in [0, \alpha_0), \quad (3.11)$$

$$u = u_0, \quad |\tau| < -f\sigma, \quad \zeta \in (\alpha_0, 1], \quad (3.12)$$

де f - коефіцієнт сухого тертя пари оболонка-заповнювач, α_0 - безрозмірна координата точки розмежування ділянок проковзування і зчеплення.

Замінюючи умови рівності (чи нерівності) осьових переміщень умовами сумісності (чи несумісності) осьових деформацій оболонки і заповнювача, закон сухого тертя можна переписати у вигляді:

$$\tau = f\sigma, \quad \varepsilon_{\zeta} > \varepsilon_{\zeta_0}, \quad \zeta \in [0, \alpha_0), \quad (3.13)$$

$$\varepsilon_{\zeta} = \varepsilon_{\zeta_0}, \quad |\tau| < -f\sigma, \quad \zeta \in (\alpha_0, 1]. \quad (3.14)$$

Отже, крайова задача про контактну взаємодію оболонки і заповнювача з урахуванням сил сухого тертя сформульована. Її розв'язок будемо окремо для кожної з ділянок - проковзування та ідеального зчеплення.

Нехай $\zeta \in [0, \alpha_0)$. Проінтегруємо (3.5), (3.1) з урахуванням крайових умов (3.8), матимемо:

$$\sigma_{\zeta} = -P - 2l \int_0^{\zeta} \tau d\zeta; \quad (3.15)$$

$$N_{\zeta} = a \int_0^{\zeta} \tau d\zeta. \quad (3.16)$$

Підставляючи (3.15), (3.16) відповідно в (3.6), (3.7) і (3.3), (3.4), отримуємо деформації і переміщення через невідомі σ , τ :

- для заповнювача

$$\varepsilon_{\zeta} = \frac{1}{a} \frac{du}{d\zeta} = -\frac{1}{E} \left(P + 2l \int_0^{\zeta} \tau d\zeta + 2\nu\sigma \right), \quad (3.17)$$

$$\varepsilon_{\rho} = \varepsilon_{\beta} = \frac{w}{R} = \frac{1}{E} \left[(1-\nu)\sigma + \nu \left(P + 2l \int_0^{\zeta} \tau d\zeta \right) \right]; \quad (3.18)$$

- для оболонки

$$\varepsilon_{\zeta_0} = \frac{1}{h} \left(\frac{1}{E_1} a \int_0^{\zeta} \tau_0 d\zeta + \frac{\nu_{12}}{E_2} R\sigma_0 \right), \quad (3.19)$$

$$\varepsilon_{\beta_0} = -\frac{1}{h} \left(\frac{1}{E_2} R\sigma_0 + \frac{\nu_{21}}{E_1} a \int_0^{\zeta} \tau_0 d\zeta \right). \quad (3.20)$$

Підставляючи (3.18), (3.20) в (3.10) і враховуючи (3.13), отримуємо вирішувальне рівняння контактної задачі в зоні проковзування:

$$\sigma \left(h - h\nu + \frac{ER}{E_2} \right) + \left(2h\nu + \frac{RE\nu_{21}}{E_1} \right) fl \int_0^{\zeta} \sigma d\zeta + \nu Ph = 0.$$

Для компактного запису рівнянь в безрозмірному вигляді введемо параметри безрозмірної жорсткості

$$\varepsilon_1 = \frac{ER}{E_1 h} \quad \text{і} \quad \varepsilon_2 = \frac{ER}{E_2 h},$$

тоді
$$\sigma(1-\nu+\varepsilon_2) + (2\nu+\nu_{21}\varepsilon_1) fl \int_0^{\zeta} \sigma d\zeta = -\nu P. \quad (3.21)$$

Диференціюючи (3.21), отримуємо звичайне диференційне рівняння

$$\frac{d\sigma}{d\zeta} + \lambda\sigma = 0, \quad \zeta \in [0, \alpha_0), \quad (3.22)$$

де $\lambda = fl(2\nu+\nu_{21}\varepsilon_1)/(1-\nu+\varepsilon_2)$.

Вирішуючи рівняння (3.22) при крайовій умові $\sigma(0) = -\nu P / (1 - \nu + \varepsilon_2)$, отримуємо вираз для нормального контактного напруження

$$\sigma = -\frac{\nu P}{1 - \nu + \varepsilon_2} e^{-\lambda \zeta}, \quad \zeta \in [0, \alpha_0]. \quad (3.23)$$

Використовуючи закон Кулона (3.13), отримуємо дотичне контактне напруження

$$\tau = -f \frac{\nu P}{1 - \nu + \varepsilon_2} e^{-\lambda \zeta}, \quad \zeta \in [0, \alpha_0]. \quad (3.24)$$

Запишемо необхідний нам інтеграл

$$\int_0^{\zeta} \tau d\zeta = -\frac{\nu P}{l(2\nu + \nu_{21}\varepsilon_1)} (1 - e^{-\lambda \zeta}), \quad \zeta \in [0, \alpha_0]. \quad (3.25)$$

Підставляючи (3.25) в (3.15), (3.16), отримуємо відповідно осьові напруження в заповнювачі і зусилля в оболонці

$$\sigma_{\zeta} = -\frac{P}{2\nu + \nu_{21}\varepsilon_1} (\nu_{21}\varepsilon_1 + 2\nu e^{-\lambda \zeta}), \quad \zeta \in [0, \alpha_0]; \quad (3.26)$$

$$N_{\zeta} = -\frac{\nu PR}{2\nu + \nu_{21}\varepsilon_1} (1 - e^{-\lambda \zeta}), \quad \zeta \in [0, \alpha_0]. \quad (3.27)$$

Для осьової деформації заповнювача з (3.17), (3.23), (3.25) отримаємо вираз

$$\varepsilon_{\zeta} = -\frac{P}{E} \frac{1}{(2\nu + \nu_{21}\varepsilon_1)} \left(\nu_{21}\varepsilon_1 + 2\nu \frac{(1 - \nu + \varepsilon_2 - 2\nu^2 - \nu\nu_{21}\varepsilon_1) e^{-\lambda \zeta}}{1 - \nu + \varepsilon_2} \right), \quad \zeta \in [0, \alpha_0]. \quad (3.28)$$

Перейдемо до побудови розв'язку задачі на ділянці ідеального зчеплення оболонки і заповнювача. Нехай $\zeta \in (\alpha_0, 1]$. Запишемо вираз для осьових напружень у заповнювачі і зусиль в оболонці через невідоме дотичне контактне напруження у формі

$$\sigma_{\zeta} = \sigma_{\zeta}(\alpha_0) - 2l \int_{\alpha_0}^{\zeta} \tau d\zeta, \quad (3.29)$$

$$N_{\zeta} = N_{\zeta}(\alpha_0) + a \int_{\alpha_0}^{\zeta} \tau d\zeta, \quad (3.30)$$

де $\sigma_{\zeta}(\alpha_0)$, $N_{\zeta}(\alpha_0)$ - невідомі.

Тепер вирази (3.6), (3.3) для осьових деформацій заповнювача і оболонки набувають вигляду

$$\varepsilon_{\zeta} = \frac{1}{E} \left[\sigma_{\zeta}(\alpha_0) - 2l \int_{\alpha_0}^{\zeta} \tau d\zeta - 2\nu\sigma \right], \quad (3.31)$$

$$\varepsilon_{\zeta_0} = \frac{1}{hE_1E_2} \left[E_2N_{\zeta}(\alpha_0) + aE_2 \int_{\alpha_0}^{\zeta} \tau d\zeta + \nu_{12}E_1R\sigma \right]. \quad (3.32)$$

Радіальні переміщення (3.7), (3.4) заповнювача і оболонки будуть

$$\frac{w}{R} = \frac{1}{E} \left((1-\nu)\sigma - \nu\sigma_{\zeta}(\alpha_0) + 2l\nu \int_{\alpha_0}^{\zeta} \tau d\zeta \right), \quad (3.33)$$

$$\frac{w_0}{R} = -\frac{1}{h} \left(\frac{R\sigma}{E_2} + \frac{\nu_{12}N_{\zeta}(\alpha_0)}{E_1} + \frac{a\nu_{12}}{E_1} \int_{\alpha_0}^{\zeta} \tau d\zeta \right). \quad (3.34)$$

Задовільняючи з допомогою формул (3.29)-(3.34) умови одностороннього контакту (3.10), (3.14), отримуємо систему рівнянь для визначення контактних напружень

$$(1-\nu+\varepsilon_2)\sigma + (2\nu+\nu_{12}\varepsilon_1)l \int_{\alpha_0}^{\zeta} \tau d\zeta = \nu\sigma_{\zeta}(\alpha_0) - \frac{\nu_{12}N_{\zeta}(\alpha_0)\varepsilon_1}{R}, \quad (3.35)$$

$$(2\nu+\varepsilon_2\nu_{12})\sigma + (2+\varepsilon_1)l \int_{\alpha_0}^{\zeta} \tau d\zeta = \sigma_{\zeta}(\alpha_0) - \frac{\varepsilon_1N_{\zeta}(\alpha_0)}{R}.$$

Права частина отриманої системи рівнянь не залежить від ζ . Таким чином, (3.35) є системою лінійних алгебраїчних рівнянь відносно двох невідомих констант σ і

$$l \int_{\alpha_0}^{\zeta} \tau d\zeta.$$

Оскільки співвідношення виду

$$l \int_{\alpha_0}^{\zeta} \tau d\zeta = \text{const}$$

після інтегрування приводить до особливості типу δ - функції у виразі для τ , а отже і до розриву осьових напружень σ_ζ і зусиль N_ζ , які в даному конкретному випадку повинні бути неперервними, то необхідно прийняти

$$l \int_{\alpha_0}^{\zeta} \tau d\zeta = 0.$$

Звідси $\tau(\zeta)=0$, $\zeta \in (\alpha_0, 1]$, і система рівнянь (3.35) набуде вигляду

$$(1 - \nu + \varepsilon_2)\sigma = \nu\sigma_\zeta(\alpha_0) - \frac{\nu_{12}N_\zeta(\alpha_0)\varepsilon_1}{R}, \quad (3.37)$$

$$(2\nu + \varepsilon_2\nu_{12})\sigma = \sigma_\zeta(\alpha_0) - \frac{\varepsilon_1N_\zeta(\alpha_0)}{R}, \quad \zeta \in (\alpha_0, 1]$$

Виключаємо σ і знаходимо $\sigma_\zeta(\alpha_0)$ як функцію $N_\zeta(\alpha_0)$

$$\sigma_\zeta(\alpha_0) = \frac{\varepsilon_1N_\zeta(\alpha_0)}{R} \frac{1 - \nu_{12}2\nu - \nu_{12}^2\varepsilon_2 - \nu + \varepsilon_2}{(1 - \nu + \varepsilon_2) - \nu(2\nu + \varepsilon_2\nu_{12})}. \quad (3.38)$$

Залежність (3.38) служить для визначення невідомої координати α_0 точки розмежування ділянок проковзування і зчеплення. До неї слід додати умови неперервності осьових напружень і зусиль в точці α_0 :

$$\sigma_\zeta(\alpha_0-0) = \sigma_\zeta(\alpha_0+0), \quad N_\zeta(\alpha_0-0) = N_\zeta(\alpha_0+0). \quad (3.39)$$

Використовуючи вирази (3.26), (3.27) при $\zeta=\alpha_0$ і враховуючи умови неперервності (3.39), з формули (3.38) знаходимо

$$\alpha_0 = \frac{1}{\lambda} \ln \left(\frac{\nu}{\varepsilon_1} \times \frac{2[1 - \nu(1 + 2\nu) + \varepsilon_2(1 - \nu\nu_{12})] + \varepsilon_1(1 - 2\nu\nu_{12} - \varepsilon_2\nu_{12}^2 - \nu + \varepsilon_2)}{\nu[1 - 2\nu\nu_{12} - \nu - \varepsilon_2(2\nu_{12}^2 - 1 - 2\nu_{21}^2) + \nu_{21} + 2\nu_{21}\nu] - \nu_{21}(1 + \varepsilon_2)} \right) \quad (3.40)$$

Слід зазначити, що при $\alpha_0 \geq 1$ в рамках прийнятої моделі зона проковзування охоплює всю область контакту.

Невідоме контактне напруження σ в зоні зчеплення знайдемо, підставивши (3.26), (3.27) при $\zeta = \alpha_0$ в будь-яке з рівнянь системи (3.37).

Таким чином, сформульована контактна задача про фрикційну взаємодію безмоментної ортотропної циліндричної оболонки з деформівним заповнювачем розв'язана. Розв'язок знайдено в класі кусково-неперервних функцій:

$$\sigma = -\frac{\nu P}{1-\nu+\varepsilon_2} \begin{cases} e^{-\lambda\zeta}, & \zeta \in [0, \alpha_0) \\ e^{-\lambda\alpha_0}, & \zeta \in (\alpha_0, 1] \end{cases}, \quad (3.41)$$

$$\tau = -fP \frac{\nu}{1-\nu+\varepsilon_2} \begin{cases} e^{-\lambda\zeta}, & \zeta \in [0, \alpha_0) \\ 0, & \zeta \in (\alpha_0, 1] \end{cases}.$$

При відомих контактних напруженнях (3.41) і координаті α_0 на основі (3.2), (3.15)-(3.20) можна знайти всі характеристики напружено-деформованого стану системи. Зокрема, головні напруження, що виникають в оболонці, визначаються формулами:

$$\sigma_1 = \frac{N_\beta}{h} = -P \frac{R}{h} \frac{\nu}{1-\nu+\varepsilon_2} \begin{cases} e^{-\lambda\zeta}, & \zeta \in [0, \alpha_0) \\ e^{-\lambda\alpha_0}, & \zeta \in (\alpha_0, 1] \end{cases}, \quad (3.42)$$

$$\sigma_2 = \frac{N_\zeta}{h} = -P \frac{R}{h} \frac{\nu}{2\nu+\nu_{21}\varepsilon_1} \begin{cases} 1-e^{-\lambda\zeta}, & \zeta \in [0, \alpha_0) \\ 1-e^{-\lambda\alpha_0}, & \zeta \in (\alpha_0, 1] \end{cases}. \quad (3.43)$$

Обчислимо осьові переміщення перерізів заповнювача. При цьому необхідно розрізнати два випадки: $\alpha_0 \geq 1$ і $\alpha_0 < 1$.

Нехай $\alpha_0 \geq 1$. Інтегруючи (3.6) з урахуванням крайової умови (3.9) і співвідношення (3.28), одержимо

$$u(\zeta) = -a \int_{\zeta}^1 \varepsilon_\zeta d\zeta = \frac{Pa}{E(2\nu+\nu_{21}\varepsilon_1)} \left[\varepsilon_1 \nu_{21} (1-\zeta) + \right.$$

$$+ \frac{2\nu[(1-\nu-2\nu^2)+\varepsilon_2-\nu\nu_{21}\varepsilon_1]}{fl(2\nu+\varepsilon_1\nu_{21})} (e^{-\lambda\zeta} - e^{-\lambda}) \Big]. \quad (3.44)$$

Зокрема, при $\zeta=0$ з (3.44) отримуємо формулу для осьового переміщення штовха-
ча $\delta=u(0)$ від дії заданої сили Q :

$$\delta = \frac{Ql}{\pi ER(2\nu+\nu_{21}\varepsilon_1)} \left[\varepsilon_1\nu_{21} + \frac{2\nu[(2-\nu-2\nu^2)+\varepsilon_2-\nu\nu_{21}\varepsilon_1]}{fl(2\nu+\varepsilon_1\nu_{21})} (1-e^{-\lambda}) \right] \quad (3.45)$$

Проаналізуємо випадок $\alpha_0 < 1$. Інтегруючи (3.6), з урахуванням постійності
осьових деформацій заповнювача в зоні зчеплення та крайової умови (3.9) маємо:

$$u(\zeta) = -a(1-\zeta)\varepsilon_\zeta(\alpha_0), \quad \zeta \in (\alpha_0, 1]. \quad (3.46)$$

Підставляючи в (3.46) $\zeta = \alpha_0$, отримуємо крайову умову

$$u(\alpha_0) = -a(1-\alpha_0)\varepsilon_\zeta(\alpha_0), \quad (3.47)$$

де $\varepsilon_\zeta(\alpha_0)$ внаслідок своєї неперервності визначається з (3.28) при $\zeta = \alpha_0$.

В зоні проковзування маємо

$$u(\zeta) = u(\alpha_0) - a \int_{\zeta}^{\alpha_0} \varepsilon_\zeta d\zeta, \quad \zeta \in [0, \alpha_0). \quad (3.48)$$

Підставляючи (3.28), (3.47) в (3.48) та інтегруючи, отримуємо:

$$u(\zeta) = \frac{Pa}{E(2\nu+\nu_{21}\varepsilon_1)} \left\{ \varepsilon_1\nu_{21}(1-\zeta) + \frac{2\nu[(1-\nu-2\nu^2)+\varepsilon_2-\nu\nu_{21}\varepsilon_1]}{fl(2\nu+\varepsilon_1\nu_{21})} \times \right. \\ \left. \times [e^{-\lambda\zeta} - e^{-\lambda\alpha_0} + \lambda(1-\alpha_0)e^{-\lambda\alpha_0}] \right\}. \quad (3.49)$$

Зокрема, для осьового переміщення (осадки) штовхаха отримуємо :

$$\delta = u(0) = \frac{Ql}{\pi ER(2\nu + \nu_{21}\epsilon_1)} \left\{ \epsilon_1 \nu_{21} + \frac{2\nu[(1-\nu-2\nu^2) + \epsilon_2 - \nu\nu_{21}\epsilon_1]}{fl(2\nu + \epsilon_1\nu_{21})} \times \right. \\ \left. \times [1 + e^{-\lambda\alpha_0}(-1 + \lambda(1 - \alpha_0))] \right\}. \quad (3.50)$$

Податливість системи визначається за формулою

$$\Lambda = 2\delta/Q. \quad (3.51)$$

Слід зазначити, що стисливість і податливість заповнювача слабо впливають на напружений стан системи оболонка-заповнювач. Більш суттєвий вплив вони мають при розрахунку податливості системи і довжини зони проковзування.

3.2. Механіко-математичне моделювання пружного елемента з розрізаною вздовж твірної циліндричною оболонкою.

Розглянемо пружний деформівний циліндр (заповнювач) 2 (рис.3.2) радіуса R завдовжки $2a$, який заповнює циліндричну оболонку 1 товщини h з розрізом вздовж твірної. Заповнювач стискається по торцях абсолютно жорсткими, гладкими штовхачами 3, на які діє навантаження величиною Q . Необхідно дослідити напружено-деформований стан системи, враховуючи фрикційне проковзування заповнювача відносно оболонки.

Основна ідея моделювання така. Інтуїтивно зрозуміло, що жорсткість розрізаної оболонки в тангенційному напрямку є меншою, ніж вздовж твірної. Основний вклад у податливість системи буде вносити зміна форми заповнювача за рахунок згинної деформації розрізаної оболонки (зменшення кривини розімкнутого кільця у поперечному перерізі). Тому логічними є наступні припущення.

Матеріал заповнювача вважаємо нестисливим. Розрізаній ізотропній оболонці, яка згинається в умовах неосесиметричного контактного навантаження, поставимо у відповідність сильно ортотропну замкнуту циліндричну оболонку,

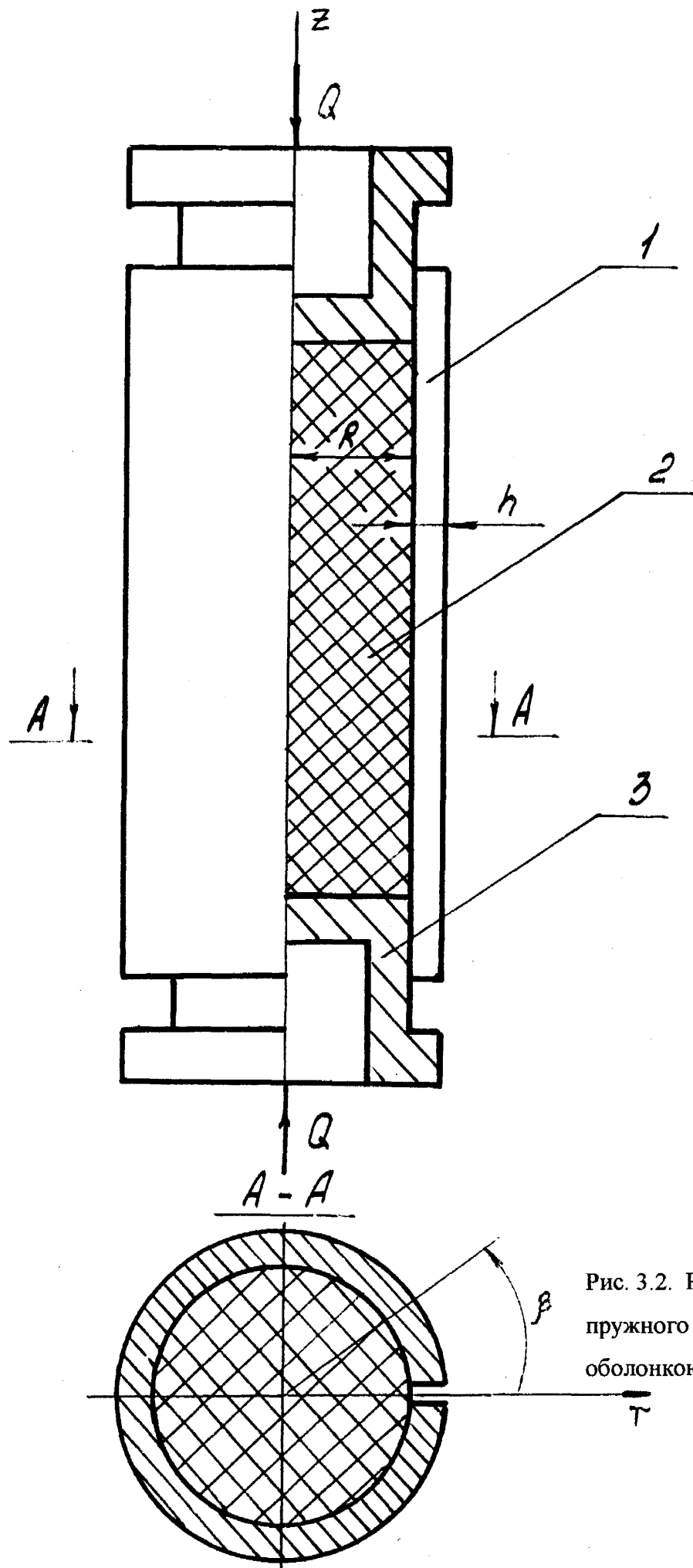


Рис. 3.2. Розрахункова схема пружного елемента з розрізаною оболонкою:

1-оболонка; 2-заповнювач; 3 - поршень.

яка перебуває під дією осесиметричного контактного навантаження. Товщини та радіуси оболонок збережемо однаковими. Модуль пружності та допустиме напруження для еквівалентної ортотропної оболонки виберемо такими, щоби вони в середньому ототожнювали властивості розрізаної оболонки та її суцільної моделі.

Для цього здійснюємо уявний експеримент. Нехай E_0 і $[\sigma]$ - модуль Юнга та допустиме напруження матеріалу розрізаної оболонки. Введемо E_e та $[\sigma]_e$ - відповідно модуль пружності та допустиме напруження для матеріалу еквівалентної моделі, які підлягають визначенню. Піддамо обидві оболонки дії внутрішнього тиску q . Знайдемо напруження та деформації.

Введемо циліндричну систему координат r, β, z (рис.3.2), ($\zeta = z/a$).

Внаслідок переважаючого впливу згинної деформації будемо додатково вважати, що серединна поверхня розрізаної оболонки є нерозтяжною ($\varepsilon_\zeta^{(1)} = \varepsilon_\beta^{(1)} = 0$), а серединна поверхня ортотропної оболонки розтягується лише у тангенційному напрямку ($\varepsilon_\zeta^{(2)} = 0, \varepsilon_\beta^{(2)} \neq 0$) [20].

В силу закладених припущень внутрішній тиск у розрізаній оболонці викличе лише згинну деформацію. Розв'яжемо відповідну плоску задачу. Рівняння рівноваги мають вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{dN_\beta}{d\beta} + Q_\beta &= 0, \\ \frac{dQ_\beta}{d\beta} - N_\beta &= -qR, \\ \frac{dM_\beta}{d\beta} - Q_\beta R &= 0, \quad \beta \in (0, 2\pi), \end{aligned} \quad (3.52)$$

де N_β - тангенційне зусилля, M_β і Q_β - згинний момент та перерізуюча сила.

Проінтегрувавши (3.52) при крайових умовах

$$N_\beta = 0, \quad M_\beta = 0, \quad Q_\beta = 0, \quad \beta = 0, 2\pi, \quad (3.53)$$

одержимо

$$N_\beta = 2qR\sin^2(\beta/2), \quad Q_\beta = -qR\sin\beta, \quad M_\beta = -2qR^2\sin^2(\beta/2). \quad (3.54)$$

Максимальне розтягуюче напруження в оболонці досягається при $\beta=\pi$:

$$\sigma_{\max}^{(1)} = \max_{\beta \in [0, 2\pi]} \frac{1}{h} \left(N_\beta - \frac{6}{h} M_\beta \right) = 2q \frac{R}{h} \left(1 + 6 \frac{R}{h} \right). \quad (3.55)$$

Функцію прогину знайдемо з диференційного рівняння

$$\frac{d^2 w}{d\beta^2} + w = -\frac{12R^2}{E_0 h^3} M_\beta, \quad \beta \in (0, 2\pi). \quad (3.56)$$

Інтегруючи (3.56), маємо:

$$w(\beta) = A \cos\beta + B \sin\beta + \frac{12qR^4}{E_0 h^3} \left(1 - \frac{1}{2} \beta \sin\beta \right).$$

Тут перші два доданки описують переміщення перерізу як жорсткого цілого.

Знайдемо середнє значення прогину

$$\frac{w^{(1)}}{R} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{w(\beta)}{R} d\beta = \frac{18qR^3}{E_0 h^3}. \quad (3.57)$$

У ортотропній безмоментній оболонці під внутрішнім тиском $N_\beta = qR$.

Для тангенційної деформації та максимального напруження маємо відповідно вирази

$$\varepsilon_\beta^{(2)} = \frac{w^{(2)}}{R} = \frac{q}{E_e} \frac{R}{h}; \quad (3.58)$$

$$\sigma_{\max}^{(2)} = \frac{N_\beta}{h} = q \frac{R}{h}. \quad (3.59)$$

Вимагаючи, щоб у лівих частинах (3.57), (3.58) середні прогини були однаковими, знаходимо еквівалентну пружну сталу суцільної оболонки :

$$E_e = \frac{1}{18} \frac{h^2}{R^2} E_0. \quad (3.60)$$

Скориставшись критерієм міцності за максимальними розтягуючими напруженнями та результатами (3.55) і (3.59), маємо

$$2q \frac{R}{h} \left(1 + 6 \frac{R}{h} \right) = [\sigma],$$

$$q \frac{R}{h} = [\sigma]_e.$$

Звідси легко знайдемо еквівалентну характеристику міцності

$$[\sigma]_e = \frac{[\sigma]}{2 \left(1 + 6 \frac{R}{h} \right)} \approx \frac{1}{12} \frac{h}{R} [\sigma]. \quad (3.61)$$

Таким чином, параметри пружності та міцності модельної суцільної оболонки визначаються формулами (3.60), (3.61).

Перейдемо до дослідження напружено-деформованого стану у замкнутій сильно ортотропній оболонці з деформівним заповнювачем при наявності фрикційної взаємодії на контактуючих поверхнях. Внаслідок симетрії конструкції відносно площини, рівновіддаленої від штовхачів, за об'єкт дослідження можна взяти половину системи (рис.3.1), вважаючи переріз, що належить площині симетрії, гладко впертим в жорстку перепону.

Перепишемо усереднені рівняння рівноваги та закон Гука для нестисливого заповнювача (3.5) - (3.7) з урахуванням прийнятих припущень

$$\frac{d\sigma_\zeta}{d\zeta} + 2l\tau = 0, \quad \zeta \in (0,1); \quad (3.62)$$

$$\frac{du}{d\zeta} + 2lw = 0,$$

$$\frac{du}{d\zeta} = \frac{a}{E} (\sigma_\zeta - \sigma), \quad \zeta \in (0,1), \quad (3.63)$$

де σ_ζ , u - осьові напруження та переміщення заповнювача, σ і τ - нормальне та дотичне контактні напруження, w - радіальне переміщення на поверхні $r=R$, E - модуль Юнга матеріалу, $l = a/R$ - безрозмірна півдовжина.

Крайові умови мають вигляд:

$$\sigma_\zeta(0) = -P \equiv -Q/(\pi R^2), \quad u(1) = 0. \quad (3.64)$$

Для ортотропної оболонки, використовуючи (3.2), (3.4) при наведених вище припущеннях, отримаємо

$$w = -\frac{\sigma R^2}{E_e h}, \quad \zeta \in (0,1). \quad (3.65)$$

На поверхні контакту оболонка і заповнювач взаємодіють із сухим тертям за законом Кулона

$$\tau = f\sigma, \quad \zeta \in (0,1), \quad (3.66)$$

де f - коефіцієнт тертя.

Вилучаючи із співвідношень (3.62), (3.63), (3.65), (3.66) напруження σ_ζ та τ , приходимо до ключового диференційного рівняння для знаходження контактного напруження

$$\frac{d\sigma}{d\zeta} + \lambda\sigma = 0, \quad \zeta \in (0,1) \quad (3.67)$$

з крайовою умовою

$$\sigma(0) = -P/(1 + 2\varepsilon_2), \quad (3.68)$$

де $\lambda = 2fl/(1 + 2\varepsilon_2)$, $\varepsilon_2 = ER/(E_e h) = 18R^3 E/(E_0 h^3)$.

Розв'язок задачі (3.67), (3.68) має вигляд :

$$\sigma(\zeta) = -\frac{P}{1 + 2\varepsilon_2} e^{-\lambda\zeta}, \quad \zeta \in (0,1).$$

Для осьових напружень та переміщень маємо :

$$\sigma_{\zeta}(\zeta) = -Pe^{-\lambda\zeta}, \quad u(\zeta) = \frac{Pa}{E} \frac{2\varepsilon_2}{1+2\varepsilon_2} \frac{e^{-\lambda\zeta} - e^{-\lambda}}{\lambda}$$

Зокрема, формула для осадки штовхача буде такою :

$$\delta = u(0) = \frac{Pa}{E} \frac{2\varepsilon_2}{1+2\varepsilon_2} \frac{1-e^{-\lambda}}{\lambda} \quad (3.69)$$

Порівнюючи максимальне розтягуюче напруження в оболонці з еквівалентним допустимим $P \frac{R}{h(1+2\varepsilon_2)} \leq [\sigma]_e$, одержимо формулу для максимального експлуатаційного навантаження

$$Q_{\max} \leq \frac{\pi}{12} [\sigma] h^2 (1+2\varepsilon_2) \quad (3.70)$$

Формули (3.69), (3.70) є основними для інженерного розрахунку податливості та несучої здатності демпфера з розрізаною вздовж твірної циліндричною оболонкою. Слід зазначити, що хоча для реальних пар заповнювач-оболонка відношення E/E_0 досить мале, величиною ε_2 в результатах нехтувати не можна, оскільки множник $(R/h)^3$ для тонкостінних конструкцій досить великий.

На рис. 3.3 графічно зображено залежність податливості пружного елемента від товщини оболонки при різних коефіцієнтах тертя пари оболонка-заповнювач. Бачимо, що при збільшенні товщини оболонки податливість системи зменшується. При інших однакових умовах вищу податливість матиме пружний елемент з меншим коефіцієнтом тертя пари оболонка-заповнювач. Збільшення коефіцієнта тертя спричиняє зменшення податливості пружного елемента, що, з одного боку, зменшує ефективність використання подібних систем в ролі амортизаторів, але, з іншого боку, збільшує демпфуючу здатність такого пристрою.

На рис. 3.4 зображено залежність податливості пружного елемента від відносної довжини заповнювача для різних товщин оболонки. З графіків видно, що при збільшенні довжини системи темп зростання податливості поступово

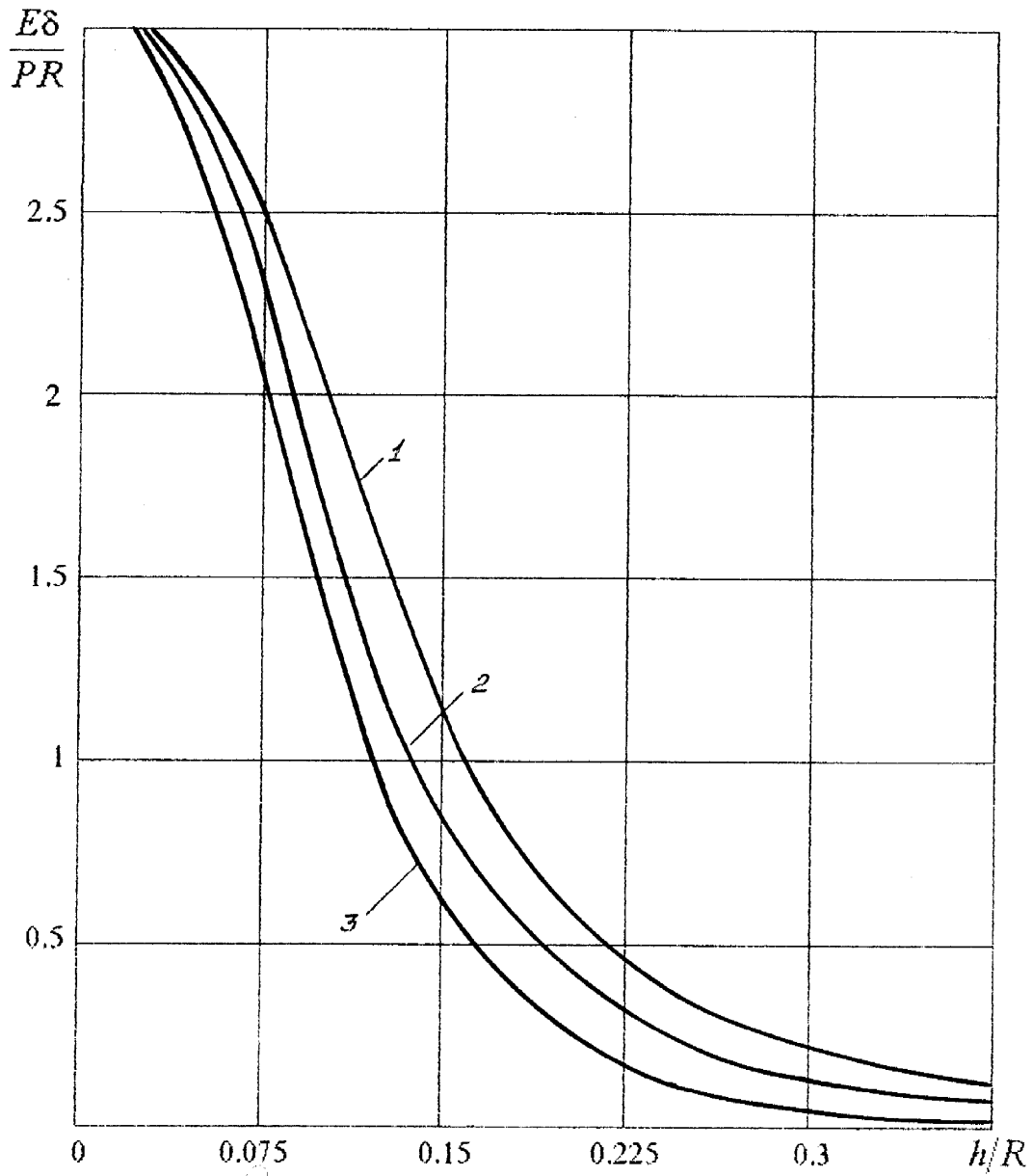


Рис. 3.3. Залежність податливості пружного елемента від товщини оболонки: $l=3.03$; $E/E_0=0.0001$; 1- $f=0.2$; 2- $f=0.5$; 3- $f=0.8$.

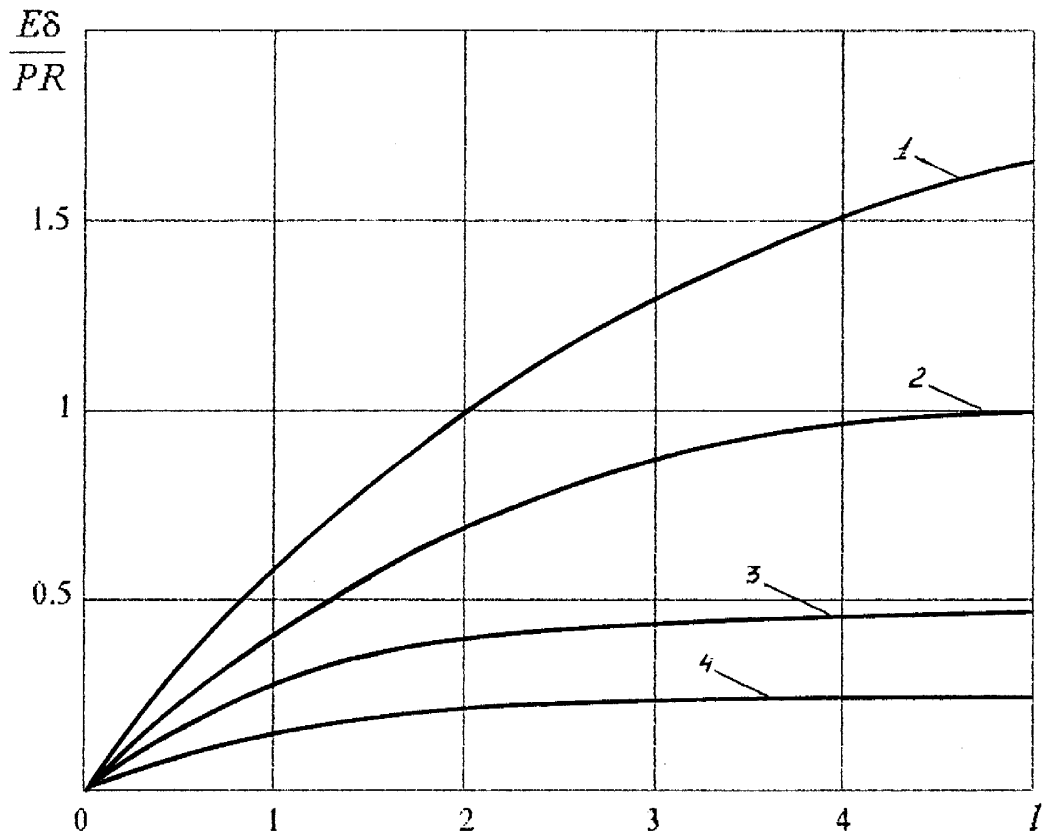


Рис. 3.4. Залежність податливості пружного елемента від відносної довжини заповнювача: $f=0.5$; $E/E_0=0.0001$; 1- $h/R=0.121$; 2- $h/R=0.145$; 3- $h/R=0.182$; 4- $h/R=0.242$;

зменшується. Зменшення темпу зростання податливості настає швидше в пружних елементах з більшою товщиною стінки. Аналіз залежностей рис.3.4 дозволяє вести розмову про оптимальну довжину системи в кожному конкретному випадку.

На рис.3.5 зображено залежність податливості пружного елемента від пружних властивостей заповнювача при різних коефіцієнтах тертя пари заповнювач-оболонка. Бачимо, що при збільшенні модуля пружності заповнювача податливість системи спадає, при цьому в пружних елементах з однаковими іншими параметрами більша податливість досягається при меншому коефіцієнті тертя пари заповнювач-оболонка.

Побудовані графічні залежності(рис. 3.3-3.5) доповнені формулою (3.70), дозволяють легко варіювати основні експлуатаційні параметри пружного елемента на стадії проектування, що надає можливість забезпечити необхідну ефективність роботи віброзахисної системи в цілому.

3.3. Конструкційне демпфування в пружному елементі з розрізаною вздовж твірної циліндричною оболонкою.

Розглянемо попередню задачу, вважаючи, що прикладена до штовхача сила змінюється циклічно в часі з коефіцієнтом асиметрії циклу $S = Q_{\min}/Q_{\max} \geq 0$. При немонотонному навантаженні внаслідок фрикційної взаємодії оболонки з заповнювачем в системі буде розсіюватися енергія. Виникає явище конструкційного гістерезису в малорухомій деформівній системі, яке, наслідуючи [85, 86], вивчимо у квазістатичній постановці, нехтуючи інерційними членами в рівняннях динаміки оболонки і заповнювача.

Закон сухого тертя на поверхні контакту оболонки із заповнювачем запишемо у вигляді

$$\begin{aligned} \tau &= f \sigma \operatorname{sgn} \dot{u}_\zeta, \quad \dot{u}_\zeta \neq 0; \\ |\tau| &\leq -f \sigma, \quad \dot{u}_\zeta = 0, \end{aligned} \tag{3.71}$$

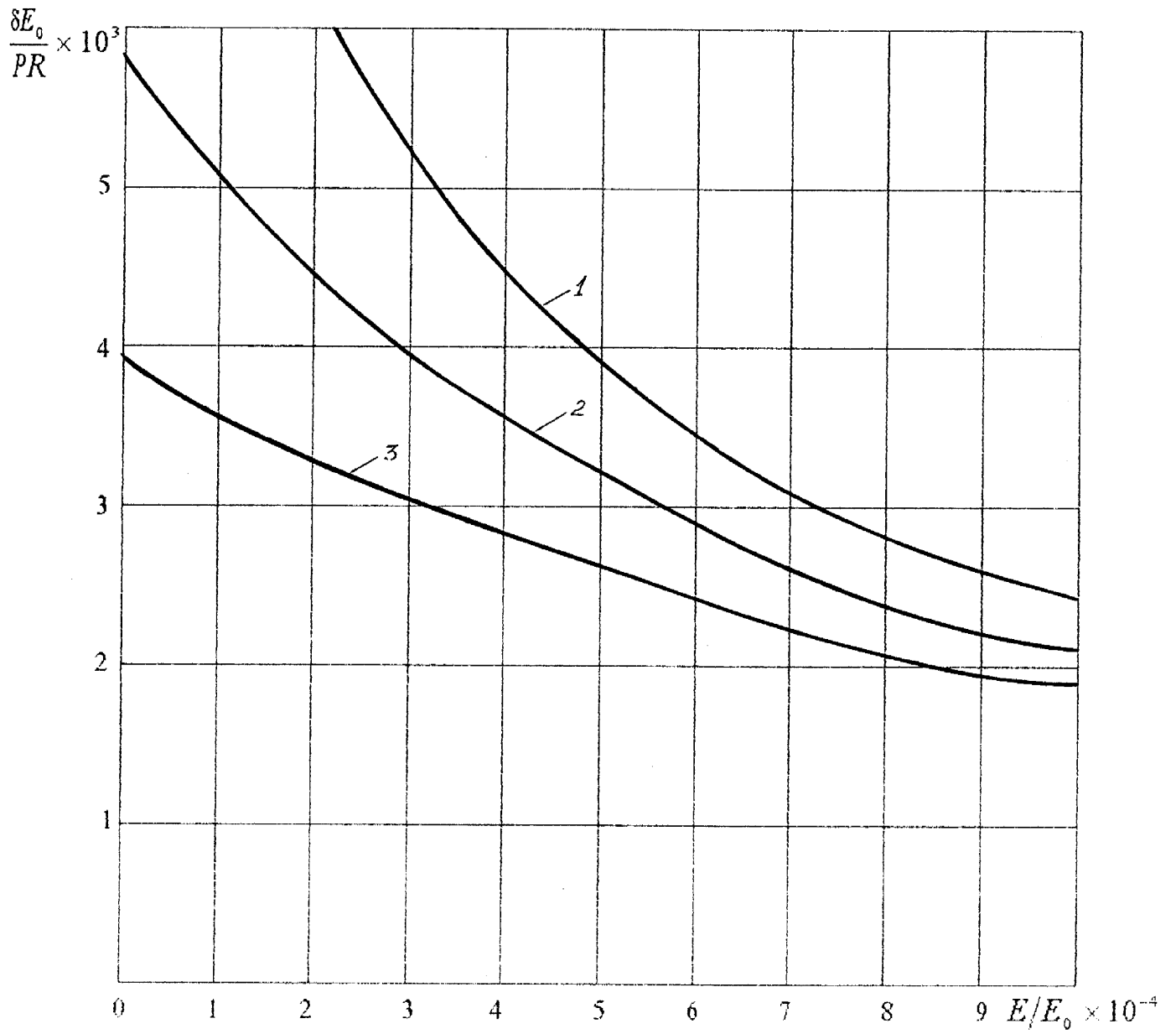


Рис. 3.5. Залежність податливості пружного елемента від пружних властивостей заповнювача: 1- $f=0.2$; 2- $f=0.5$; 3- $f=0.8$.

де \dot{u}_ζ - осьова швидкість в заповнювачі. В силу закладених припущень про відсутність осьових деформацій оболонки, остання в напрямку ζ вважається нерухомою.

У квазістатичних задачах від диференціювання за часом доцільно перейти до диференціювання за параметром навантаження

$$\dot{u}_\zeta = \frac{du_\zeta}{dQ} \dot{Q}$$

і розглянути процес немонотонного навантаження конструкції поетапно.

1. Етап початкового (активного) навантаження.

$$0 \leq Q \leq Q_{\max}, \quad \dot{Q} > 0, \quad du/dQ > 0.$$

Це питання вже по суті розв'язане у попередніх параграфах. Для контактних та осьових напружень маємо вирази

$$\sigma^I(\zeta) = -\frac{P}{1+2\varepsilon_2} e^{-\lambda\zeta}, \quad \tau^I(\zeta) = -\frac{fP}{1+2\varepsilon_2} e^{-\lambda\zeta}, \quad (3.72)$$

$$\sigma_\zeta^I(\zeta) = -Pe^{-\lambda\zeta}, \quad \zeta \in [0,1].$$

Графічно ці результати подані на рис. 3.6. Переміщення поршня буде таким:

$$\delta^I = u_\zeta^I(0) = \frac{Qa}{\pi R^2 E} \frac{2\varepsilon_2}{1+2\varepsilon_2} \frac{1-e^{-\lambda}}{\lambda}. \quad (3.73)$$

2. Етап розвантаження.

$$Q_{\max} \geq Q \geq 0, \quad \dot{Q} < 0.$$

На початку даного етапу розвантаження конструкції проходить в режимі неповного зворотного проковзування. Відрізок $\zeta \in [0,1]$ розбивається на дві області: $\zeta \in [0, \alpha]$ - зона зворотного проковзування, де $du_\zeta/dQ < 0$, та $\zeta \in [\alpha, 1]$ - зона зчеплення, де $du_\zeta/dQ = 0$. Координата точки розділу областей є шуканою.

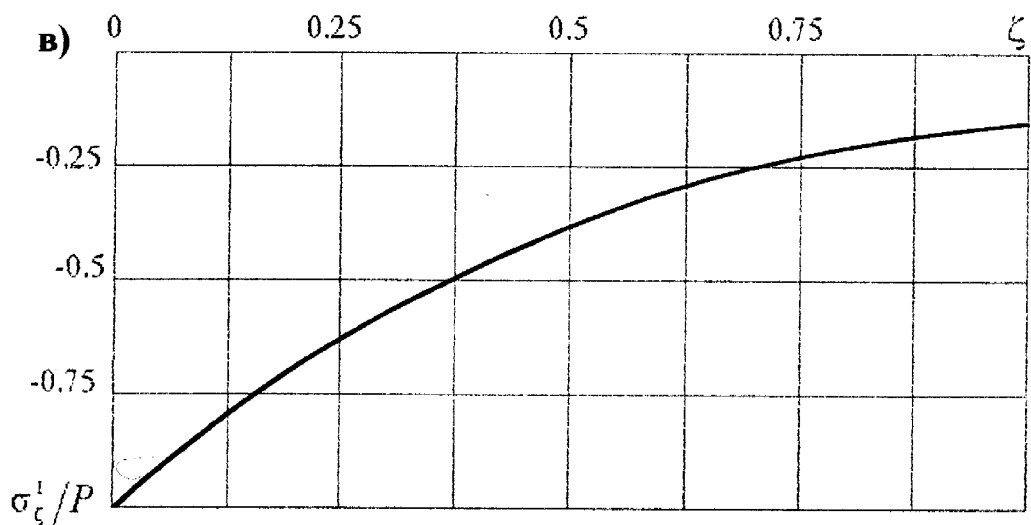
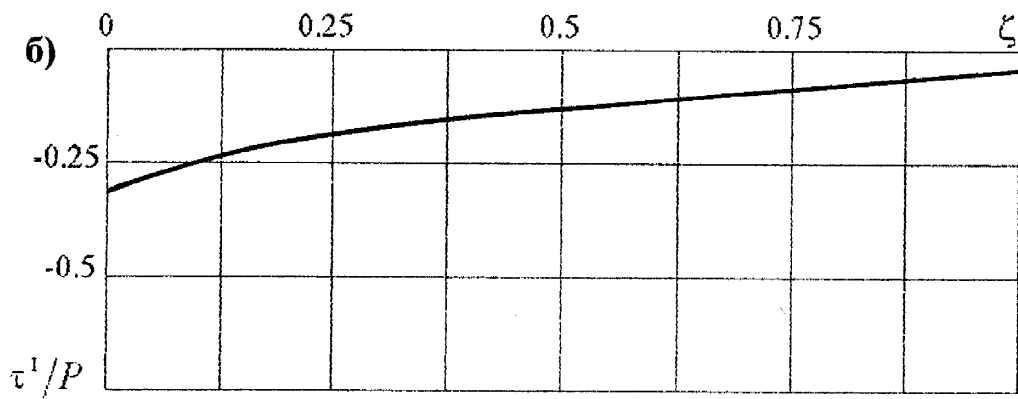
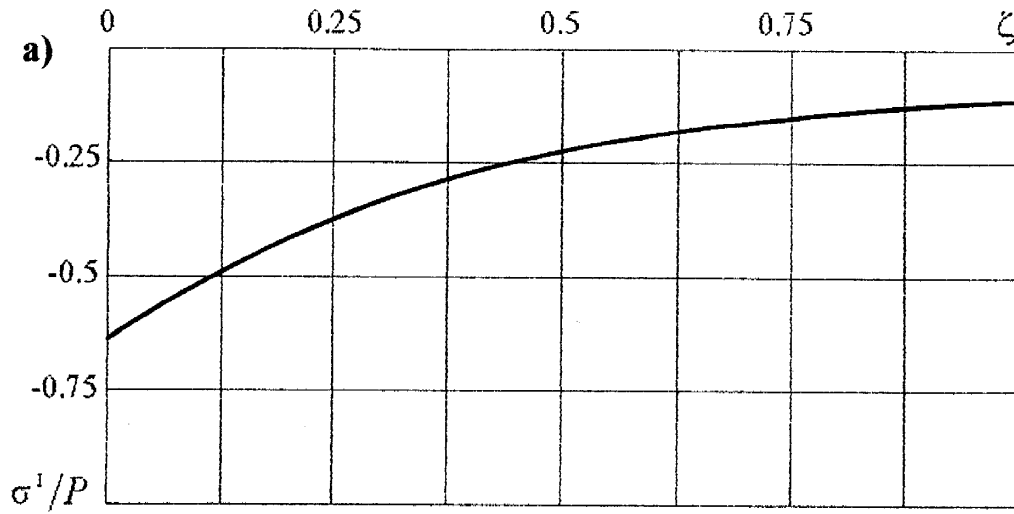


Рис.3.6. Розподіл напружень на етапі активного навантаження:
 а) нормальних; б) дотичних; в) осьових; $f=0.5$; $l=3.03$; $h/R=0.182$; $E/E_0=0.0001$.

У зоні зчеплення маємо стару картину розподілу напружень та переміщень, досягнуту наприкінці попереднього етапу :

$$\begin{aligned}\sigma^{\text{II}}(\zeta) &= \sigma^{\text{I}}(\zeta)|_{P=P_{\max}} = -\frac{P_{\max}}{1+2\varepsilon_2} e^{-\lambda\zeta}, \\ \tau^{\text{II}}(\zeta) &= \tau^{\text{I}}(\zeta)|_{P=P_{\max}} = -\frac{fP_{\max}}{1+2\varepsilon_2} e^{-\lambda\zeta}, \\ \sigma_{\zeta}^{\text{II}}(\zeta) &= \sigma^{\text{I}}(\zeta)|_{P=P_{\max}} = -P_{\max} e^{-\lambda\zeta}, \quad \zeta \in [\alpha, 1].\end{aligned}\tag{3.74}$$

У зоні проковзування дотичні напруження змінюють свій напрям на протилежний. Це означає, що в задачі (3.67), (3.68) слід змінити знак параметра λ . Тоді одержимо

$$\begin{aligned}\sigma^{\text{II}}(\zeta) &= -\frac{P}{1+2\varepsilon_2} e^{\lambda\zeta}, \\ \tau^{\text{II}}(\zeta) &= \frac{fP}{1+2\varepsilon_2} e^{\lambda\zeta}, \\ \sigma_{\zeta}^{\text{II}}(\zeta) &= -P e^{\lambda\zeta}, \quad \zeta \in [0, \alpha].\end{aligned}\tag{3.75}$$

Забезпечивши неперервність осьових напружень у точці α ($\sigma_{\zeta}^{\text{II}}(\alpha-0) = \sigma_{\zeta}^{\text{II}}(\alpha+0)$), знайдемо координату точки розділу областей зворотного проковзування та зчеплення

$$\alpha = \frac{1}{\lambda} \ln\left(\frac{P_{\max}}{P}\right)^{1/2} = \frac{1}{\lambda} \ln\left(\frac{Q_{\max}}{Q}\right)^{1/2}.\tag{3.76}$$

Графіки напружень наведені на рис. 3.7.

Описаний процес розвантаження реалізується до того моменту поки, точка α не досягне правої межі $\zeta=1$. З умови $0 \leq \alpha \leq 1$ знаходимо відповідний діапазон зміни навантаження

$$S_* Q_{\max} \leq Q \leq Q_{\max},\tag{3.77}$$

де $S_* = e^{-2\lambda}$ - характерне значення коефіцієнта асиметрії циклу навантаження.

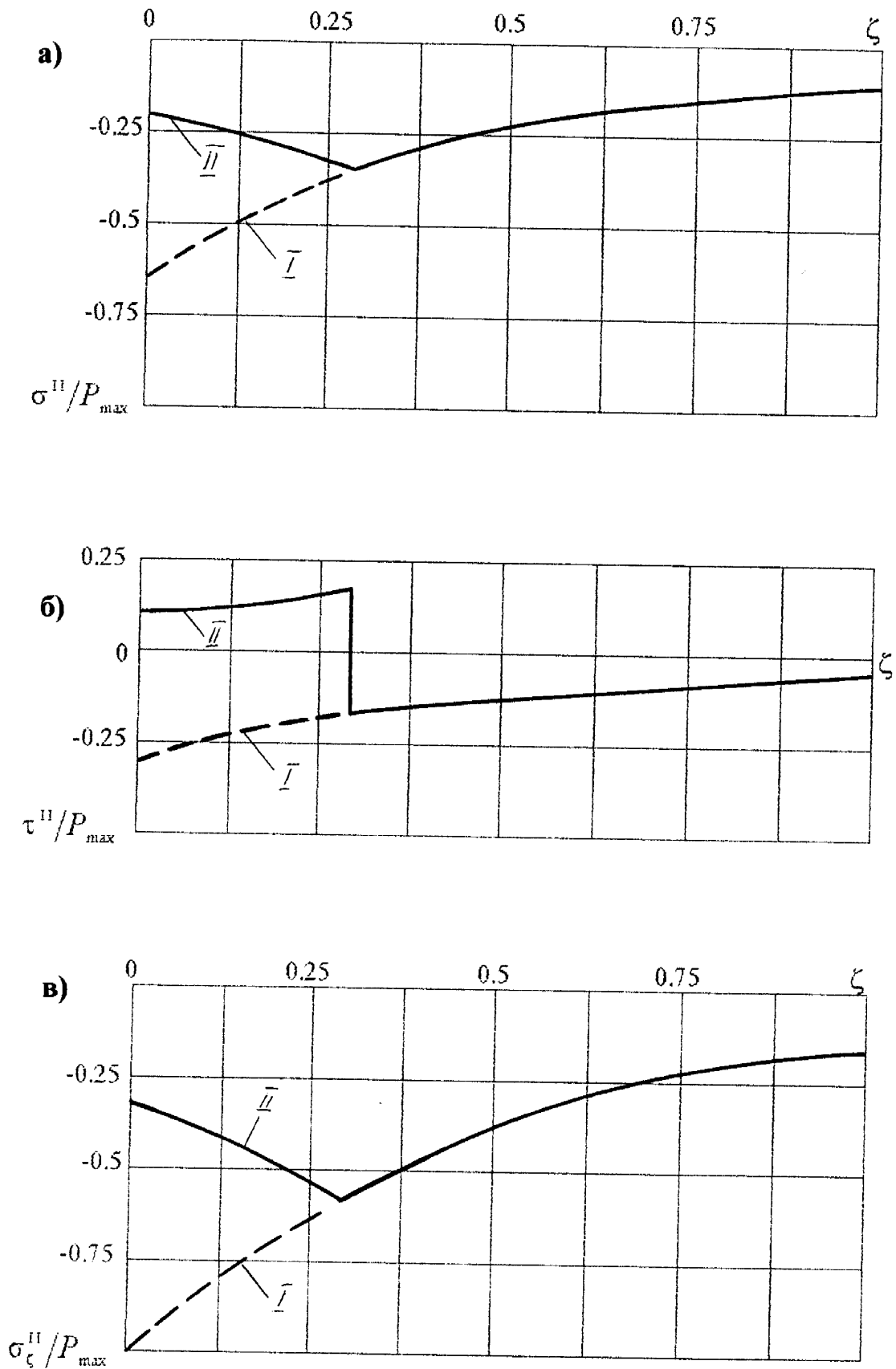


Рис.3.7. Розподіл напружень на етапі розвантаження (режим неповного проковзування): а) нормальних; б) дотичних; в) осьових.

Інтегруючи (3.63) при напруженнях (3.74), (3.75), обчислимо переміщення поршня на цьому етапі

$$\delta^{\text{II}} = \delta_{\text{max}}^{\text{I}} - \frac{a}{\pi R^2 E} \frac{2\varepsilon_2}{1+2\varepsilon_2} \frac{1}{\lambda} \left(\sqrt{Q_{\text{max}}} - \sqrt{Q} \right)^2. \quad (3.78)$$

Коли навантаження знизиться до величини $Q = S_* Q_{\text{max}}$ умови зворотного проковзування будуть виконуватися на всій поверхні контакту ($\zeta \in (0,1)$). В цьому випадку в діапазоні розвантаження $0 \leq Q \leq S_* Q_{\text{max}}$ будуть справджуватися формули (3.75). Характерний розподіл напружень показаний на рис. 3.8.

Осадку поршня знайдемо інтегруванням (3.63) при напруженнях (3.75):

$$\delta^{\text{II}} = \frac{Qa}{\pi R^2 E} \frac{2\varepsilon_2}{1+2\varepsilon_2} \frac{e^\lambda - 1}{\lambda}. \quad (3.79)$$

3. Етап повторного навантаження.

$$Q_{\text{min}} \leq Q \leq Q_{\text{max}}, \quad \dot{Q} > 0. \quad (3.80)$$

Залежно від величини Q_{min} можливими є два варіанти: $S \geq S_*$ і $S \leq S_*$.

Розглянемо по черзі кожний із них.

Нехай $1 \geq S \geq S_*$. У цьому випадку на початку повторного навантаження маємо пряме проковзування у припоршневій зоні $\zeta \in [0, \beta]$ і ситуацію кінця попереднього етапу в області $\zeta \in [\beta, 1]$.

У зоні зчеплення ($du_\zeta/dQ = 0$, $\zeta \in [\beta, 1]$) напруження одержимо з (3.75) при $P = P_{\text{min}}$:

$$\sigma^{\text{III}}(\zeta) = \sigma^{\text{II}}(\zeta) \Big|_{P=P_{\text{min}}} = \begin{cases} -\frac{P_{\text{min}}}{1+2\varepsilon_2} e^{\lambda\zeta}, & \zeta \in [\beta, \alpha]; \\ -\frac{P_{\text{max}}}{1+2\varepsilon_2} e^{-\lambda\zeta}, & \zeta \in [\alpha, 1]; \end{cases}$$

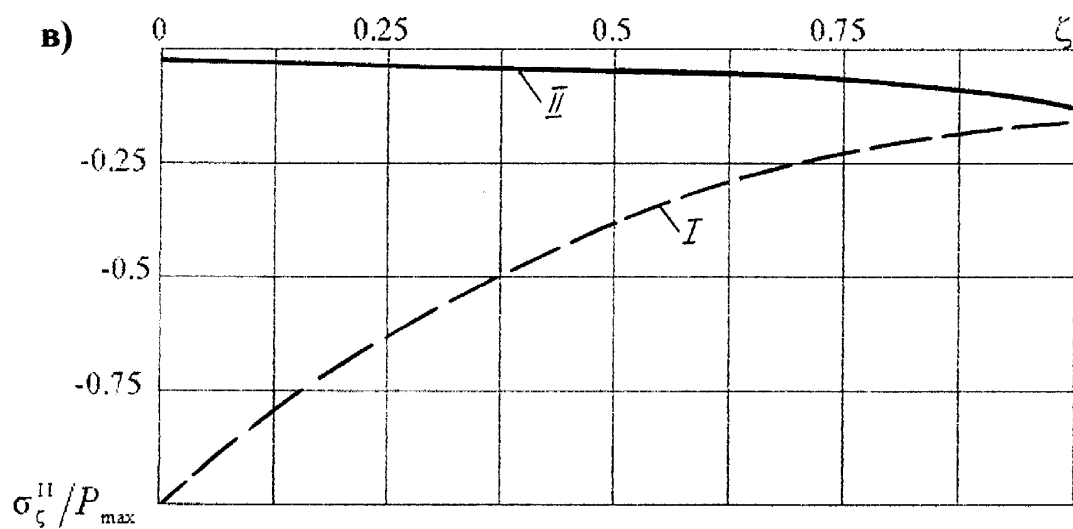
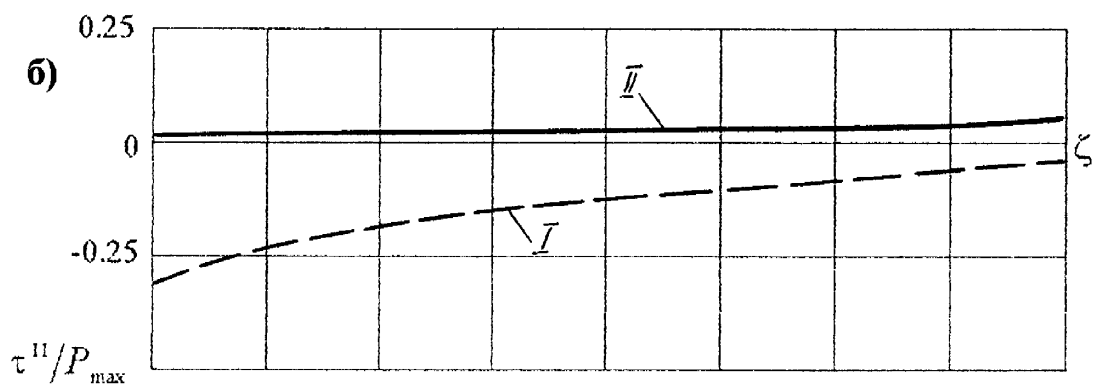
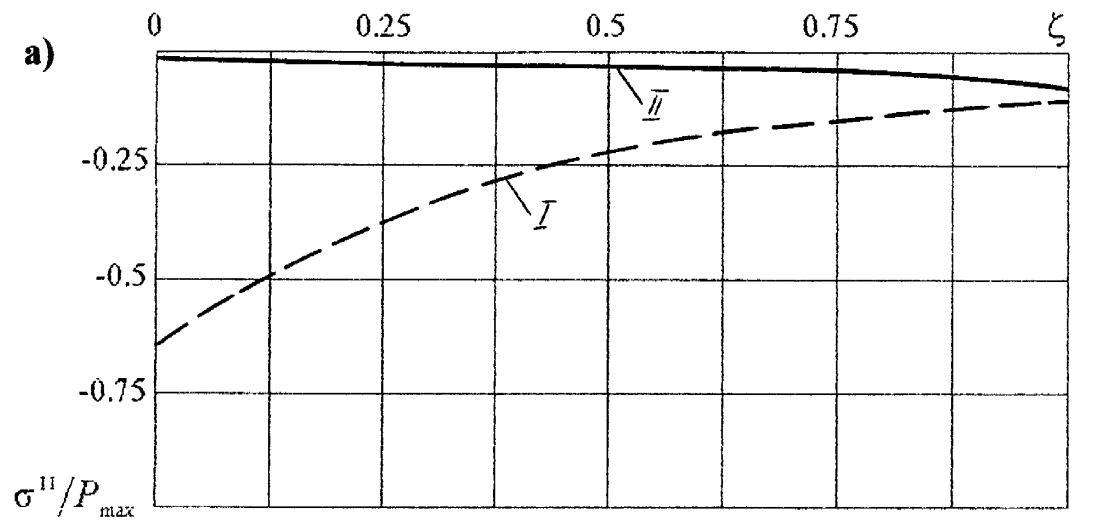


Рис.3.8. Розподіл напружень на етапі розвантаження

$$\tau^{\text{III}}(\zeta) = \tau^{\text{II}}(\zeta) \Big|_{P=P_{\min}} = \begin{cases} \frac{fP_{\min}}{1+2\varepsilon_2} e^{\lambda\zeta}, & \zeta \in [\beta, \alpha] ; \\ -\frac{fP_{\max}}{1+2\varepsilon_2} e^{-\lambda\zeta}, & \zeta \in [\alpha, 1] ; \end{cases} \quad (3.81)$$

$$\sigma_{\zeta}^{\text{III}}(\zeta) = \sigma_{\zeta}^{\text{II}}(\zeta) \Big|_{P=P_{\min}} = \begin{cases} -P_{\min} e^{\lambda\zeta}, & \zeta \in [\beta, \alpha] ; \\ -P_{\max} e^{-\lambda\zeta}, & \zeta \in [\alpha, 1] . \end{cases}$$

В зоні проковзування ($du_{\zeta}/dQ > 0$, $\zeta \in [0, \beta]$) напруження виражаються формулами (3.72)

$$\sigma^{\text{III}}(\zeta) = \sigma^{\text{I}}(\zeta), \quad \tau^{\text{III}}(\zeta) = \tau^{\text{I}}(\zeta), \quad \sigma_{\zeta}^{\text{III}}(\zeta) = \sigma_{\zeta}^{\text{I}}(\zeta), \quad \zeta \in [0, \beta]. \quad (3.82)$$

З умови неперервності осьових напружень знаходимо параметр

$$\beta = \frac{1}{\lambda} \ln \left(\frac{P}{P_{\min}} \right)^{1/2} = \frac{1}{\lambda} \ln \left(\frac{Q}{Q_{\min}} \right)^{1/2}. \quad (3.83)$$

Результати (3.81), (3.82) зображені на рис. 3.9.

Описаний процес реалізується до того моменту, поки точка β не досягне точки α (поки криві III не сумістяться з кривими I). Цей момент відповідає завершенню циклу ($Q = Q_{\max}$).

Нарешті, інтегруючи осьову деформацію, визначимо переміщення поршня:

$$\delta^{\text{III}} = \delta_{\min}^{\text{II}} + \frac{a}{\pi R^2 E} \frac{2\varepsilon_2}{1+2\varepsilon_2} \frac{1}{\lambda} (\sqrt{Q_{\max}} - \sqrt{Q})^2. \quad (3.84)$$

Нехай тепер $0 \leq S \leq S_*$. Тоді в зоні прямого проковзування $\zeta \in [0, \beta]$ мають місце залежності (3.82), а в області зчеплення $\zeta \in [\beta, 1]$ - напружений стан (3.75), зафіксований наприкінці розвантаження

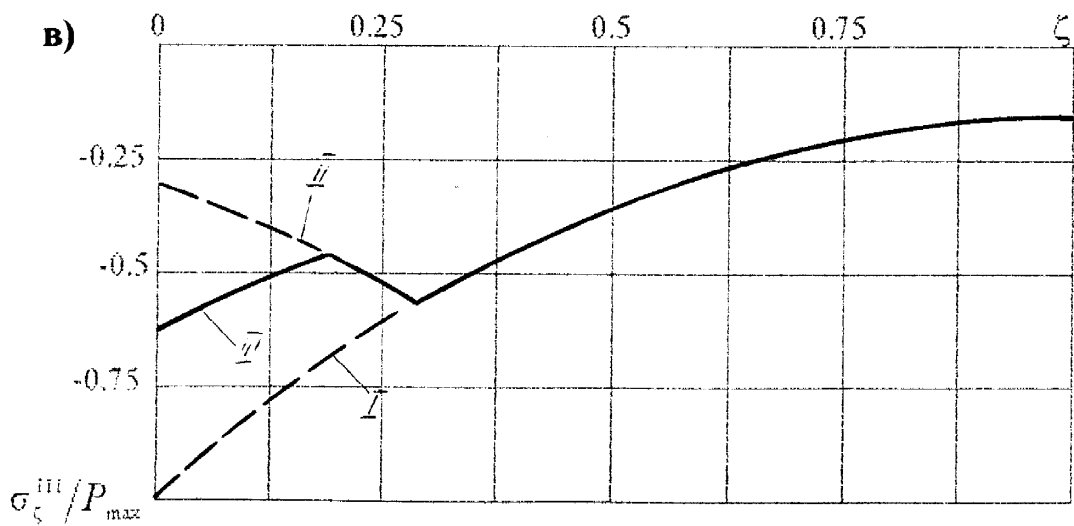
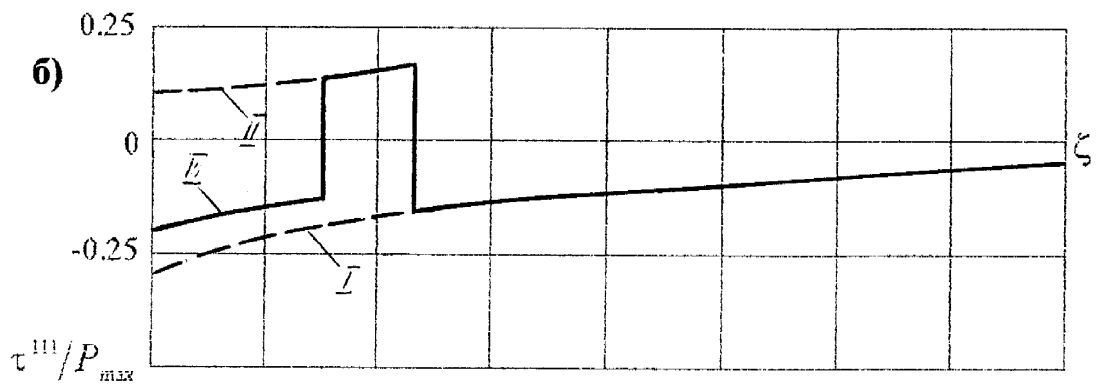
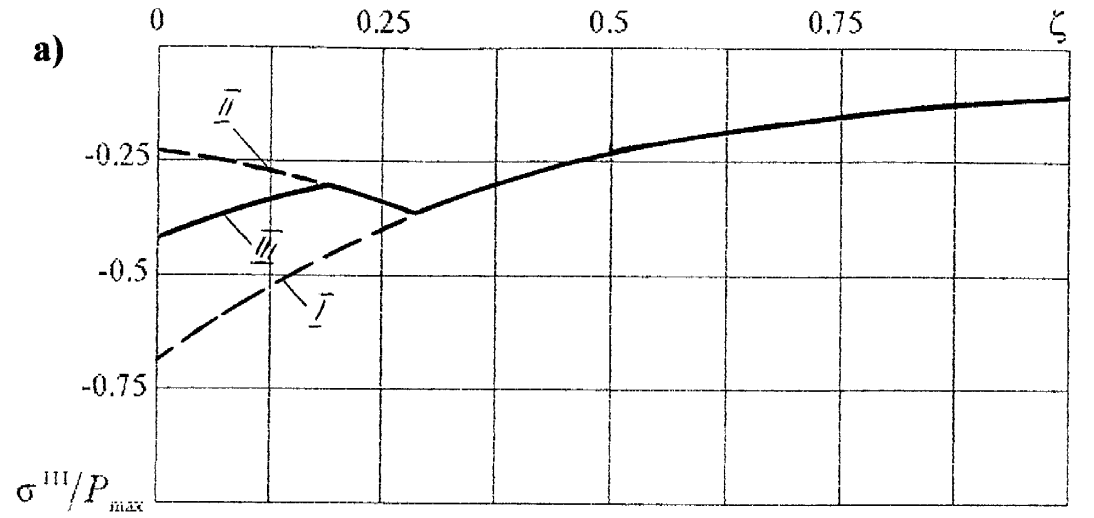


Рис.3.9. Розподіл напружень на етапі повторного навантаження при $S_* < S < 1$: а) нормальних; б) дотичних; в) осьових.

$$\sigma^{\text{III}}(\zeta) = \sigma^{\text{II}}(\zeta) \Big|_{P=P_{\min}} = -\frac{P_{\min}}{1+2\varepsilon_2} e^{\lambda\zeta},$$

$$\tau^{\text{III}}(\zeta) = \tau^{\text{II}}(\zeta) \Big|_{P=P_{\min}} = \frac{fP_{\min}}{1+2\varepsilon_2} e^{\lambda\zeta},$$

$$\sigma_{\zeta}^{\text{III}}(\zeta) = -P_{\min} e^{\lambda\zeta}, \quad \zeta \in [\beta, 1].$$

Для обчислення параметра β та осадки на цьому етапі зберігаються відповідно формули (3.83) та (3.84). Рис. 3.10 ілюструє розподіл напружень, характерний для розглянутої ситуації.

Описаний випадок реалізується до того часу, поки точка β не досягне правого краю проміжку $[0,1]$, що в термінах навантаження означає

$$Q_{\min} \leq Q \leq Q_{\min}/S_*$$

При $Q = Q_{\min}/S_*$ ми знову виходимо на режим навантаження з повним прямим проковзуванням на всій поверхні контакту.

Підіб'ємо підсумки дослідження, зібравши разом вирази, які описують усі етапи циклу навантаження та побудуємо петлю конструкційного демпфування (діаграму циклічного навантаження) рис. 3.11 [21].

1. Активне (початкове) навантаження - лінійна ділянка OA

$$(0 \leq Q \leq Q_{\max}, \quad \dot{Q} > 0):$$

$$\delta^{\text{I}} = \frac{Q}{c} \frac{1-e^{-\lambda}}{\lambda}.$$

2. Розвантаження ($Q_{\max} \geq Q \geq 0, \quad \dot{Q} < 0$):

а) нелінійна ділянка ABC ($Q_{\max} \geq Q \geq S_*Q_{\max}$)

$$\delta^{\text{II}} = \delta_{\max}^{\text{I}} - \frac{1}{-\lambda} (\sqrt{Q_{\max}} - \sqrt{Q})^2;$$

б) лінійна ділянка CO ($S_*Q_{\max} \geq Q \geq 0$)

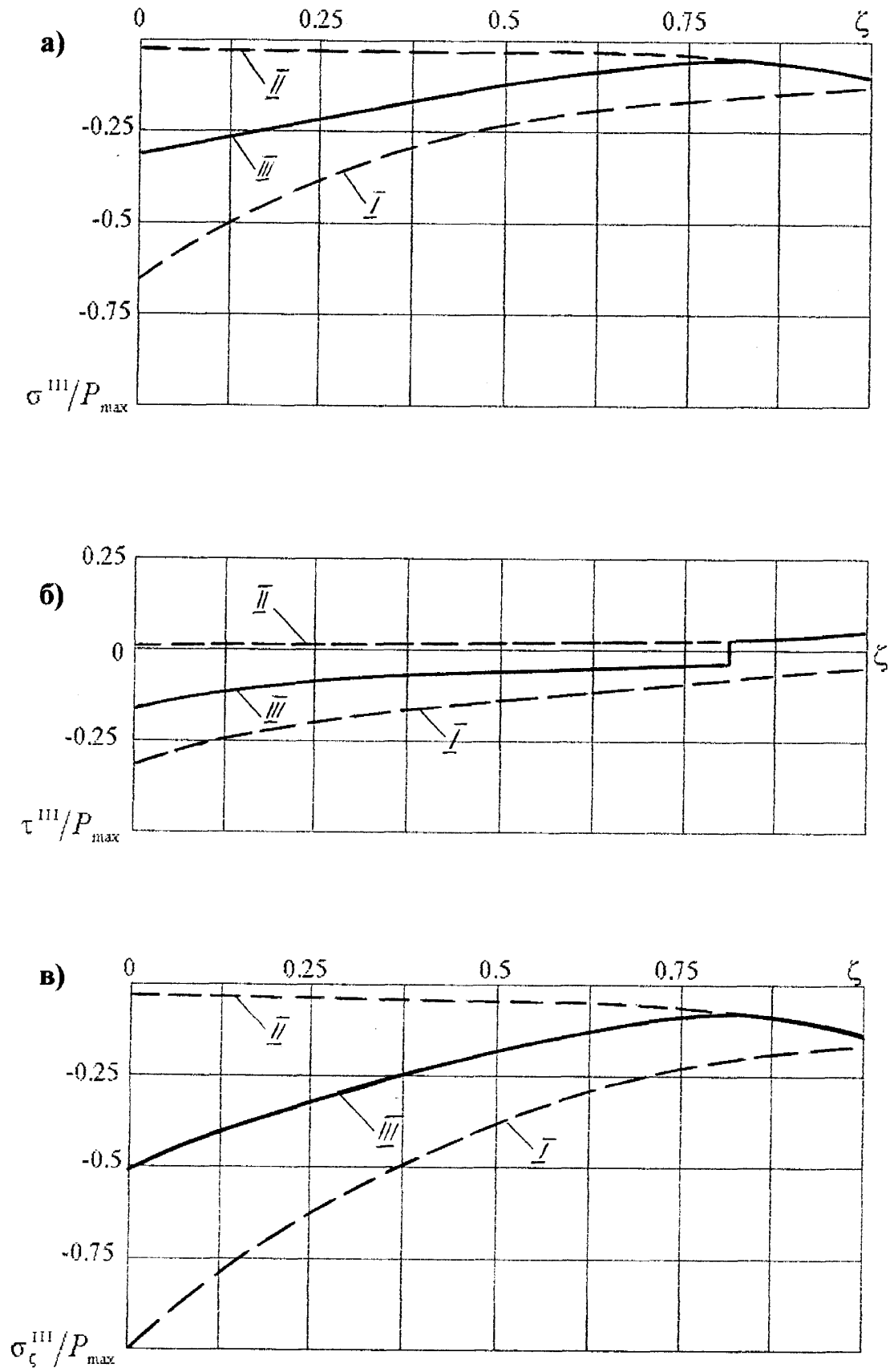


Рис.3.10. Розподіл напружень на етапі повторного навантаження при $0 < S < S^*$: а) нормальних; б) дотичних; в) осьових.

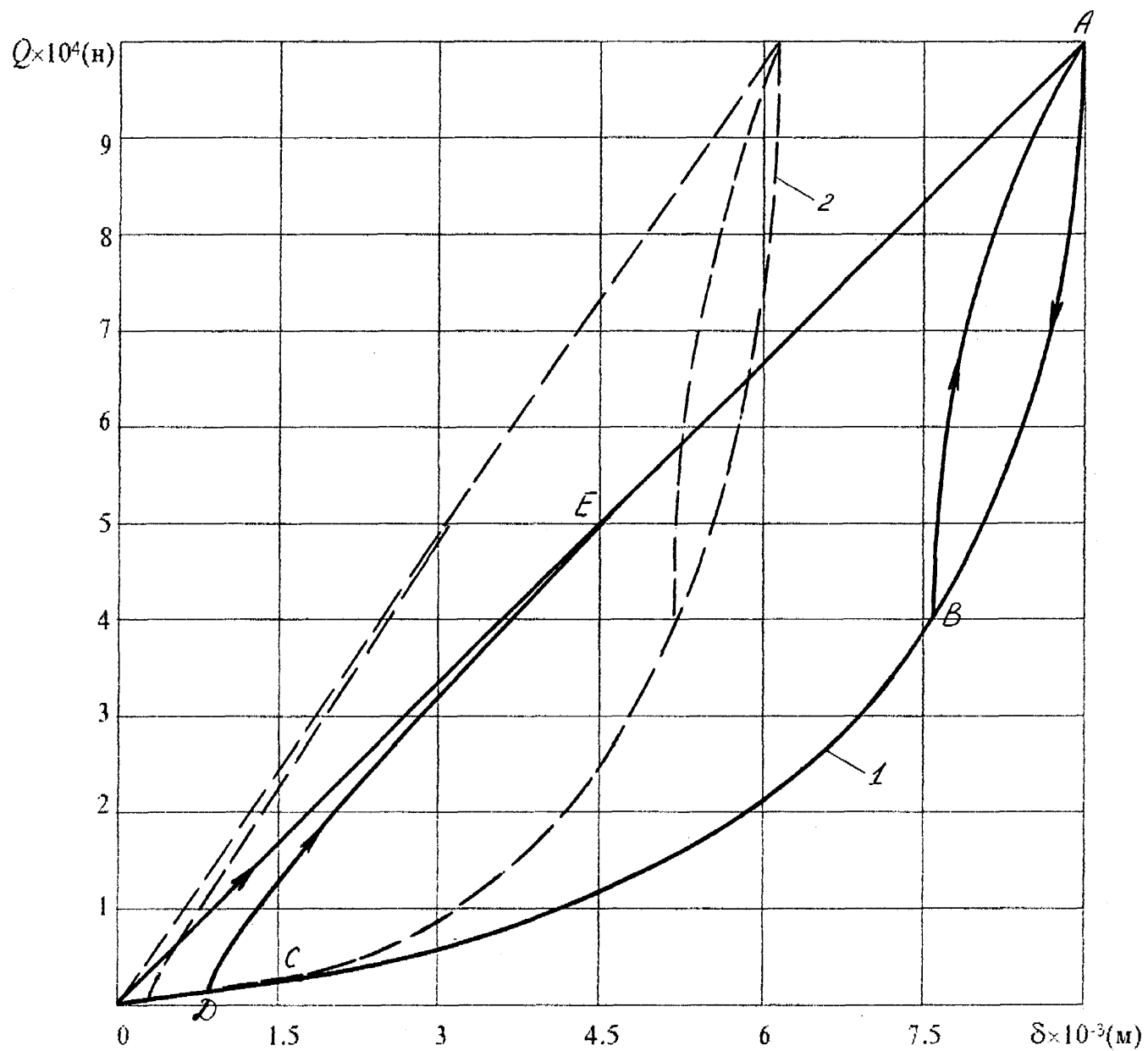


Рис. 3.11. Діаграма циклічного навантаження:
 $E/E_0=0.0001$; $h=0.015\text{м}$; $R=0.0825\text{м}$; $l=3$;
 $1-f=0.5$; $2-f=0.8$.

$$\delta^{\text{II}} = \frac{Q}{c} \frac{e^{\lambda} - 1}{\lambda}.$$

3. Повторне навантаження ($Q_{\min} \leq Q \leq Q_{\max}$, $\dot{Q} > 0$):

а) комбінована ділянка *DEA* ($0 \leq S \leq S_*$):

- нелінійна вітка ($Q_{\min} \leq Q \leq Q_{\min}/S_*$)

$$\delta^{\text{III}} = \delta_{\min}^{\text{II}} + \frac{1}{c\lambda} (\sqrt{Q} - \sqrt{Q_{\min}})^2;$$

- лінійна вітка (вихід на пряму активного навантаження)

($Q_{\min}/S_* \leq Q \leq Q_{\max}$)

$$\delta^{\text{III}} = \frac{Q}{c} \frac{1 - e^{-\lambda}}{\lambda};$$

б) нелінійна ділянка *BA* ($S_* \leq S \leq 1$):

$$\delta^{\text{III}} = \delta_{\min}^{\text{II}} + \frac{1}{c\lambda} (\sqrt{Q} - \sqrt{Q_{\min}})^2.$$

У цих формулах $S_* = e^{-2\lambda}$, $c = \frac{\pi R^2 E}{a} \frac{1 + 2\varepsilon_2}{2\varepsilon_2}$ - лінійна жорсткість консервативної системи.

При $S_* \leq S \leq 1$ петля гістерезису має структуру замкнутої кривої *ABA*, при $0 \leq S \leq S_*$ - кривої *ABCD*.

Одержані співвідношення подамо в компактній підсумковій формі:

- для активного навантаження

$$\delta^{\text{I}} = \frac{Q}{c} \frac{1 - e^{-\lambda}}{\lambda}, \quad 0 \leq Q \leq Q_{\max}; \quad (3.85)$$

- для розвантаження

$$\delta^{\text{II}} = \begin{cases} \delta_{\text{max}}^{\text{I}} - \frac{1}{c\lambda} (\sqrt{Q_{\text{max}}} - \sqrt{Q})^2, & Q_{\text{max}} \geq Q \geq S_* Q_{\text{max}}; \\ \frac{Q}{c} \frac{e^\lambda - 1}{\lambda}, & S_* Q_{\text{max}} \geq Q \geq 0; \end{cases} \quad (3.86)$$

- для повторного навантаження

$$\delta^{\text{III}} = \begin{cases} \delta_{\text{min}}^{\text{II}} + \frac{1}{c\lambda} (\sqrt{Q} - \sqrt{Q_{\text{min}}})^2 & Q_{\text{min}} \leq Q \leq \min\{Q_{\text{min}}/S_*, Q_{\text{max}}\}; \\ \delta^{\text{I}}, & \min\{Q_{\text{min}}/S_*, Q_{\text{max}}\} \leq Q \leq Q_{\text{max}}. \end{cases} \quad (3.87)$$

Величину розсіяної за цикл енергії обчислимо як площу петлі конструкційного гістерезису [21,85]. В результаті отримаємо

$$\psi = \begin{cases} \frac{Q_{\text{max}}^2}{3c\lambda} (1-S)(1-\sqrt{S})^2, & S_* \leq S \leq 1; \\ \frac{Q_{\text{max}}^2}{6c\lambda} \left[(2+e^{-\lambda})(1-e^{-\lambda})^2 - S^2(e^\lambda-1)^2(2+e^\lambda) \right], & 0 \leq S \leq S_*. \end{cases} \quad (3.88)$$

На рис. 3.12 подана характерна залежність нормалізованої величини розсіяної енергії $\tilde{\psi} = \psi/A$ від коефіцієнта асиметрії циклу, де $A = Q_{\text{max}}^2/(2c)$ - енергія пружного деформування консервативної системи.

3.4. Розрахунок пружного елемента з несучою ланкою у вигляді циліндричної оболонки з розрізом вздовж твірної, обладнаного стволом

Практичне використання оболонкових пружних елементів вказало на необхідність обладнання ряду конструкцій поздовжнім наскрізним каналом, потрібним для надання можливості легко виконувати необхідні технологічні операції. У пружному елементі бурового амортизатора наявність прохідного каналу

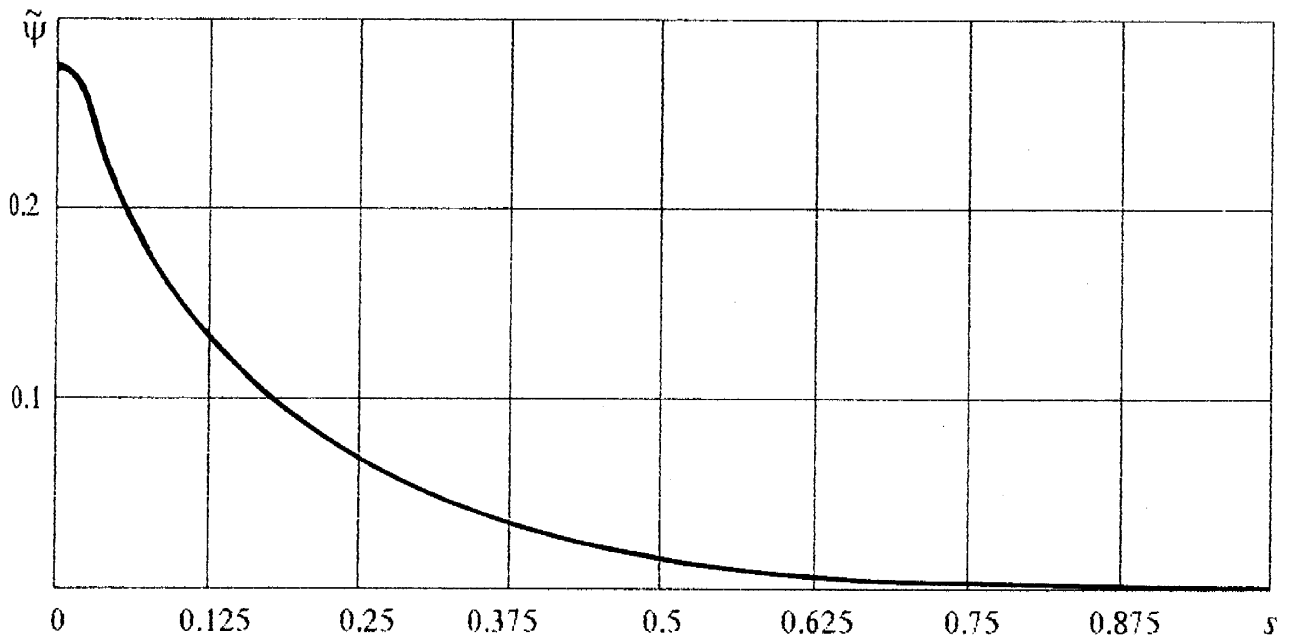


Рис. 3.12. Залежність нормалізованої величини розсіяної енергії від коефіцієнта асиметрії циклу.

зумовлена перш за все необхідністю прокачувати по бурильній колоні промивну рідину.

Для моделювання пружного елемента бурового амортизатора розглянемо оболонкову систему рис. 3.13, складену з коаксіально встановлених суцільної внутрішньої оболонки та розрізаної вздовж твірної зовнішньої оболонки, розділених деформівним заповнювачем, який стискається на торцях жорсткими кільцевими поршнями.

Внаслідок симетрії конструкції відносно площини, рівновіддаленої від торців поршнів, розглянемо половину вихідної системи, зображену на рис. 3.14. Маємо пружний циліндр зовнішнього R_1 та внутрішнього R_2 радіусів завдовжки a , який заповнює простір між коаксіально встановленими зовнішньою оболонкою завтовшки h та внутрішньою оболонкою. На один торець циліндра через абсолютно жорсткий гладкий поршень передається зовнішнє навантаження Q ; другий торець циліндра гладко впирається в жорстку перешкоду. Заповнювач та оболонки взаємодіють із сухим тертям.

Основний вклад у податливість системи буде вносити розкриття зовнішньої оболонки з розрізом вздовж твірної. Тому для моделювання пружного елемента бурового амортизатора приймемо наступні припущення. Заповнювач вважаємо нестисливим, внутрішню оболонку(ствол) - абсолютно жорсткою. Зовнішня оболонка з розрізом моделюється еквівалентною суцільною ортотропною, аналогічно як в п.3.2.

Зважаючи на прийняті припущення та використовуючи результати [76], запишемо усереднені рівняння рівноваги, рівняння нестисливості та закон Гука для деформівного заповнювача

$$\frac{d\sigma_\zeta}{d\zeta} + 2a \frac{R_1 \tau_1 - R_2 \tau_2}{R_1^2 - R_2^2} = 0, \quad (3.89)$$

$$\frac{du}{d\zeta} + 2a \frac{R_1 w_1 - R_2 w_2}{R_1^2 - R_2^2} = 0, \quad (3.90)$$

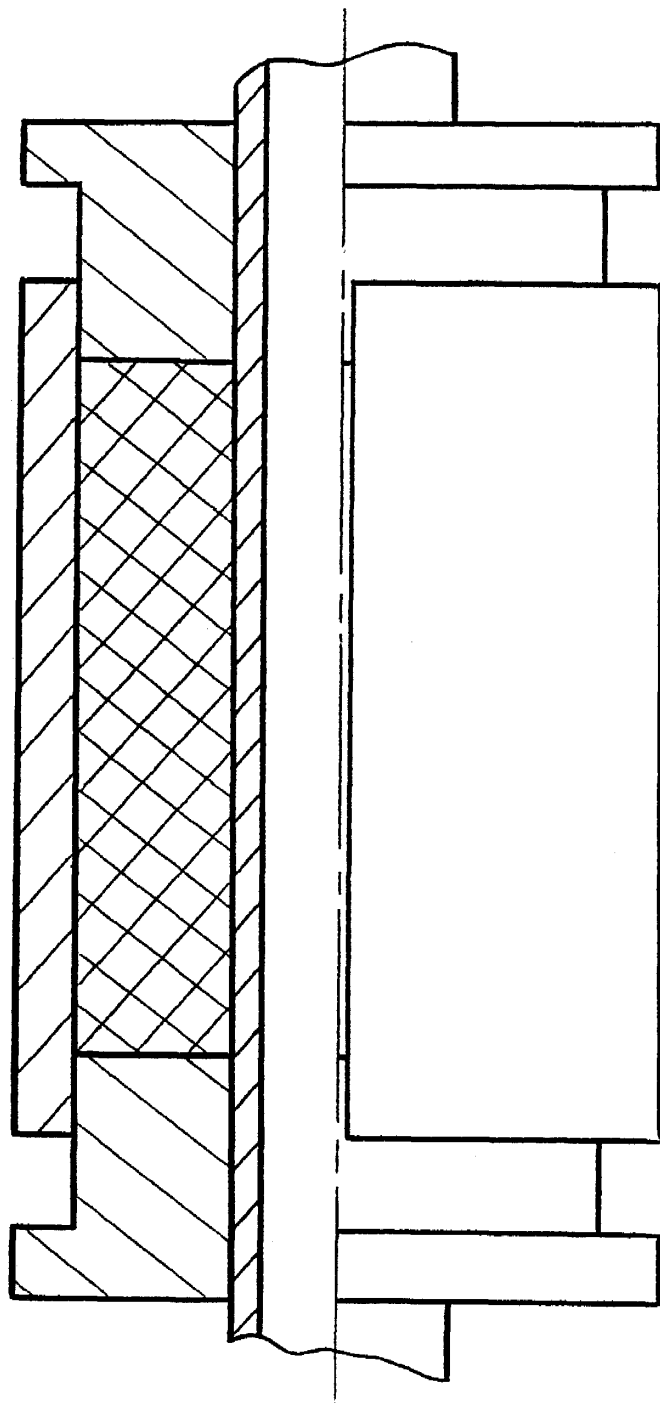


Рис.3.13. Пружинный элемент бурового амортизатора.

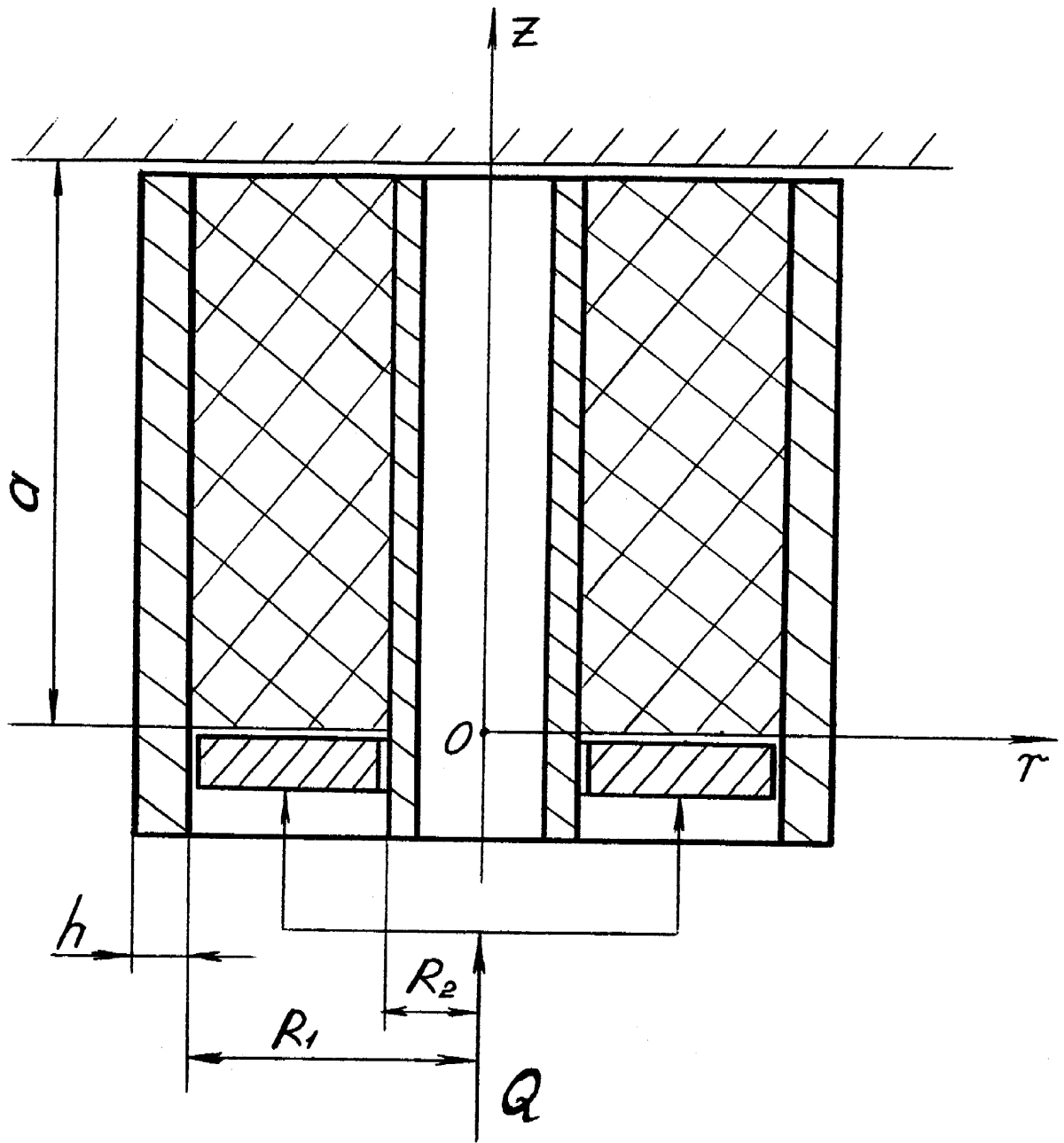


Рис. 3.14. Розрахункова схема пружного елемента
обладнаного жорстким стволем.

$$\frac{w_1}{R_1} = \frac{1}{E(R_1^2 - R_2^2)} \left\{ \left(\frac{3}{2}R_2^2 + \frac{1}{2}R_1^2 \right) \sigma_1 - 2R_2^2 \sigma_2 \right\} - \frac{1}{2E} \sigma_\zeta, \quad (3.91)$$

$$\frac{w_2}{R_2} = \frac{1}{E(R_1^2 - R_2^2)} \left\{ 2R_1^2 \sigma_1 - \left(\frac{3}{2}R_1^2 + \frac{1}{2}R_2^2 \right) \sigma_2 \right\} - \frac{1}{2E} \sigma_\zeta.$$

Тут $\zeta = z/a \in [0,1]$, σ_ζ і u - осьове напруження та переміщення, w_1 , w_2 - радіальні переміщення зовнішньої та внутрішньої бічних поверхонь заповнювача, σ_1, τ_1 та σ_2, τ_2 - нормальні та дотичні контактні напруження на поверхнях контакту $r=R_1$ та $r=R_2$, E - модуль Юнга матеріалу заповнювача.

Крайові умови на торцях порожнистого циліндра мають вигляд:

$$\sigma_\zeta(0) = -P \equiv -\frac{Q}{\pi(R_1^2 - R_2^2)}, \quad u(1) = 0 \quad (3.92)$$

Для зовнішньої ортотропної оболонки, використавши (3.90), (3.92) при закладених припущеннях, дістанемо

$$w_1 = -\frac{\sigma_1 R_1^2}{\bar{E}_e h}, \quad \zeta \in (0,1), \quad \bar{E}_e = \frac{1}{18} \frac{h^2}{R_1^2} E_0, \quad (3.93)$$

де E_0 - модуль Юнга матеріалу оболонки.

Для жорсткого ствола

$$w_2 = 0, \quad \zeta \in (0,1). \quad (3.94)$$

На поверхнях контакту заповнювач та оболонки взаємодіють з кулонівським тертям:

$$\tau_1 = f_1 \sigma_1, \quad \tau_2 = f_2 \sigma_2, \quad \zeta \in (0,1], \quad (3.95)$$

де f_i - коефіцієнт тертя на поверхнях $r=R_i$.

В силу того, що ствол приймається абсолютно жорстким, а ортотропна оболонка - недеформівною в напрямку z , ділянка проковзування охоплює всю область контакту.

Задовільнивши за допомогою (3.91) кінематичним умовам контакту (3.93), (3.94) отримаємо співвідношення:

$$\frac{1}{E(R_1^2 - R_2^2)} \left\{ \left(\frac{3}{2} R_2^2 + \frac{1}{2} R_1^2 \right) \sigma_1 - 2R_2^2 \sigma_2 \right\} - \frac{1}{2E} \sigma_\zeta = -\frac{R_1^2}{E_c h} \sigma_1,$$

$$\frac{1}{E(R_1^2 - R_2^2)} \left\{ 2R_1^2 \sigma_1 - \left(\frac{3}{2} R_1^2 + \frac{1}{2} R_2^2 \right) \sigma_2 \right\} - \frac{1}{2E} \sigma_\zeta = 0.$$

Звідси можемо виразити зв'язок між контактними напруженнями та осьовим:

$$\sigma_1 = \frac{R_1^2 - R_2^2}{R_1^2(1 + 2\bar{\varepsilon}_2) - R_2^2 \left(1 - \frac{2}{3} \bar{\varepsilon}_2 \right)} \sigma_\zeta,$$

(3.96)

$$\sigma_2 = \frac{(R_1^2 - R_2^2) \left(1 - \frac{2}{3} \bar{\varepsilon}_2 \right)}{R_1^2(1 + 2\bar{\varepsilon}_2) - R_2^2 \left(1 - \frac{2}{3} \bar{\varepsilon}_2 \right)} \sigma_\zeta,$$

де $\bar{\varepsilon}_2 = \frac{ER_1}{E_c h} = 18 \frac{ER_1^3}{E_0 h^3}$.

Підставляючи (3.95) та (3.96) у співвідношення (3.89), одержуємо диференціальне рівняння для осьового напруження:

$$\frac{d\sigma_\zeta}{d\zeta} + \bar{\lambda} \sigma_\zeta = 0, \quad \zeta \in (0,1);$$

(3.97)

$$\bar{\lambda} = 2a \frac{f_1 R_1 + f_2 R_2 \left(1 - \frac{2}{3} \bar{\varepsilon}_2 \right)}{R_1^2(1 + 2\bar{\varepsilon}_2) - R_2^2 \left(1 - \frac{2}{3} \bar{\varepsilon}_2 \right)}.$$

(3.98)

Розв'язок рівняння (3.97) при першій крайовій умові (3.92) дається формулою

$$\sigma_\zeta(\zeta) = -P e^{-\bar{\lambda} \zeta}, \quad \zeta \in (0,1).$$

(3.99)

За основним результатом (3.99) на основі співвідношень (3.90), (3.91), (3.95), (3.96) можемо знайти всі характеристики системи.

Зокрема, для контактних напружень та для осадки штовхача одержимо формули:

$$\sigma_1 = -P \frac{R_1^2 - R_2^2}{R_1^2(1 + 2\bar{\epsilon}_2) - R_2^2 \left(1 - \frac{2}{3}\bar{\epsilon}_2\right)} e^{-\bar{\lambda}\zeta},$$

$$\tau_1 = -f_1 P \frac{R_1^2 - R_2^2}{R_1^2(1 + 2\bar{\epsilon}_2) - R_2^2 \left(1 - \frac{2}{3}\bar{\epsilon}_2\right)} e^{-\bar{\lambda}\zeta},$$
(3.100)

$$\sigma_2 = -P \frac{(R_1^2 - R_2^2) \left(1 - \frac{2}{3}\bar{\epsilon}_2\right)}{R_1^2(1 + 2\bar{\epsilon}_2) - R_2^2 \left(1 - \frac{2}{3}\bar{\epsilon}_2\right)} e^{-\bar{\lambda}\zeta},$$

$$\tau_2 = -f_2 P \frac{(R_1^2 - R_2^2) \left(1 - \frac{2}{3}\bar{\epsilon}_2\right)}{R_1^2(1 + 2\bar{\epsilon}_2) - R_2^2 \left(1 - \frac{2}{3}\bar{\epsilon}_2\right)} e^{-\bar{\lambda}\zeta};$$

$$\delta = u(0) = \frac{Pa}{E} \frac{2\bar{\epsilon}_2 R_1^2}{R_1^2(1 + 2\bar{\epsilon}_2) - R_2^2 \left(1 - \frac{2}{3}\bar{\epsilon}_2\right)} \frac{1 - e^{-\bar{\lambda}}}{\bar{\lambda}}$$
(3.101)

Порівнюючи максимальні напруження в ортотропній оболонці з еквівалентним допустимим

$$\frac{QR_1}{\pi h \left(R_1^2(1 + 2\bar{\epsilon}_2) - R_2^2 \left(1 - \frac{2}{3}\bar{\epsilon}_2\right) \right)} \leq \frac{h [\sigma]}{R_1 12},$$

одержимо формулу для максимального експлуатаційного навантаження:

$$Q_{\max} \leq \frac{\pi h^2}{12} [\sigma] \left\{ 1 + 2\bar{\epsilon}_2 - \frac{R_2^2}{R_1^2} \left(1 - \frac{2}{3}\bar{\epsilon}_2\right) \right\}. \quad (3.102)$$

Підіб'ємо підсумки отриманих результатів. Як слідує із формул (3.100), контактний тиск на стволі є завжди меншим, ніж на зовнішній оболонці. Цей

ефект настільки відчутний, що для податливих оболонок (великі $\bar{\epsilon}_2$) може проявлятися явище відлипання заповнювача від внутрішньої оболонки. Щоб цього не сталося, тобто, щоб забезпечити умову $\sigma_2 < 0$, повинна виконуватись нерівність $(1 - 2/3\bar{\epsilon}_2) > 0$, або

$$\bar{\epsilon}_2 < 1,5. \quad (3.103)$$

Вплив ствола проявляється також тому, що наявність тертя на внутрішній поверхні контакту призводить до суттєвого збільшення параметра $\bar{\lambda}$ експоненціального згасання осьових та контактних напружень (див. (3.98)). Цей ефект підсилюється з ростом R_2 .

Як видно з формул (3.101) та (3.102), наявність внутрішньої оболонки дає незначне підвищення податливості пружного елемента та зниження його несучої здатності.

Отже, одержані результати якісно аналогічні до одержаних в п.3.2 і відрізняються від них лише кількісними поправками. Це дає можливість стверджувати, що петля конструкційного гістерезису для пружного елемента бурового амортизатора буде також описуватись співвідношеннями (3.85)-(3.88), в яких слід прийняти для жорсткості консервативної системи замість

$$c = \frac{\pi R^2 E}{a} \frac{1 + 2\epsilon_2}{2\epsilon_2}$$

вираз

$$\bar{c} = \frac{\pi(R_1^2 - R_2^2)E}{a} \frac{1 + 2\bar{\epsilon}_2 - R_2^2/R_1^2(1 - 2\bar{\epsilon}_2/3)}{2\bar{\epsilon}_2},$$

а замість показника загасання λ відповідний вираз (3.98) для $\bar{\lambda}$.

Таким чином, мета цього розділу досягнута. Отримано результати, які дозволяють оцінити поведінку пружних елементів бурових амортизаторів в умовах циклічного навантаження та проводити інженерний розрахунок їх податливості і несучої здатності, орієнтований на практичні потреби буріння свердловин.

Висновки до розділу 3

В третьому розділі сформульована контактна задача про фрикційну взаємодію циліндричної ортотропної оболонки з деформівним заповнювачем. Для опису напружено-деформованого стану оболонки вибрані рівняння безмоментної теорії, для заповнювача використана прикладна модель аналогічного рівня строгості. Побудовано аналітичний розв'язок змішаної задачі, визначена довжина зони проковзування.

Здійснено механіко-математичне моделювання поведінки пружного елемента з несучою ланкою у вигляді розрізаної вздовж твірної циліндричної оболонки в умовах експлуатаційних навантажень. Застосована ідея ототожнення розрізаної ізотропної оболонки, яка згинається в умовах неосесиметричного контактного навантаження, з сильно ортотропною суцільною оболонкою. Внаслідок здійснення ідеї моделювання та дослідження напружено-деформованого стану у замкнутій ортотропній оболонці з деформівним заповнювачем з урахуванням фрикційної взаємодії на контактуючих поверхнях отримано прості формули для визначення осадки штовхачів та максимального експлуатаційного навантаження пружного елемента, що є придатними для інженерних розрахунків.

За допомогою методики квазістатичного аналізу конструкційного демпфування в малорухомих неконсервативних оболонкових системах з деформівним заповнювачем описані петлі гістерезису пружного елемента, показано розподіл напружень на кожному етапі навантаження, досліджена залежність величини розсіяної енергії від коефіцієнта асиметрії циклу.

Проведено розрахунок податливості та несучої здатності та оцінена поведінка в умовах циклічного навантаження пружного елемента з несучою ланкою у вигляді розрізаної вздовж твірної циліндричної оболонки, обладнаного стволем.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ БУРОВИХ АМОРТИЗАТОРІВ

4.1. Мета і методика проведення експерименту.

Основною метою стендових досліджень пружних елементів є перевірка достовірності отриманих у роботі теоретичних результатів, а також побудова експериментальних характеристик пружних елементів бурових амортизаторів.

Всі дослідження проводились на натурних зразках.

Процес навантаження зразків здійснювався на універсальній випробувальній машині типу УИМ-50м. Результати експериментів фіксувались засобами вимірювання при навантаженнях $32,8 \times 10^5$; $47,7 \times 10^5$; $56,2 \times 10^5$; $70,2 \times 10^5$ та $122,3 \times 10^5$ н/м². Всі операції та вимірювання проводились згідно з описом та інструкцією з користування УИМ-50М [80].

Отримані результати оформлялись у вигляді таблиці і графіків.

Побудова діаграм “навантаження - осадка поршнів”(пружних характеристик) здійснювалось пристроєм барабанного типу в процесі навантаження і розвантаження(в деяких випадках повторного навантаження) для зразків довжиною від 0,05м до 0,7м з товщиною стінки для кожної довжини від 0,01м до 0,025м(див. таблицю 4.1). Дискретні значення навантажень вимірювались за допомогою стрілкового силовимірювача важільно-маятникового типу, що входить до комплекту УИМ-50М, а відповідні їм переміщення поршнів - індикаторами годинникового типу ИЧ 10 МН.

Технічні характеристики ИЧ 10 МН:

Ціна поділки, мм	... 0,01
Границі вимірів, мм	... 0-10
Клас точності	... 1
Допустима основна похибка, мкм, не більше	0,1мм на будь-якій ділянці шкали ...4 ;

1мм	--”--	...8 ;
всієї границі вимірювання		...15.

Похибка зворотного ходу, мкм, не більше ...2.

Слід зазначити, що у випадках, коли очікувані переміщення поршнів пружного елемента перевищували 10мм(границю вимірів приладу), індикатори за допомогою штатива, встановлювались із зазором відносно до рухомої поверхні. Надалі величина зазору додавалась до показів індикаторів.

4.2. Об’єкт дослідження.

Об’єктами досліджень виступали натурні зразки пружних елементів бурових амортизаторів з несучою ланкою у вигляді розрізаної вздовж твірної циліндричної оболонки рис. 4.1. У більшості випадків об’єктом дослідження була одна ланка пружного елемента бурового амортизатора, оскільки робота ланок у побудованих системах є принципово однаковою. Зразки виготовлялись на серійному обладнанні вітчизняного виробництва у Долинському РЕК Бориславської бази виробничо-технічного обслуговування та в турбінному цеху Надвірнянського УБР.

Точність виготовлення контролювалась мікрометром, чистота поверхні не нижче $\sqrt{}$ згідно ГОСТ 2.309-73. Матеріал оболонок - сталь 40 ХНМА ГОСТ 4643-71 з механічними властивостями після термообробки:

границя текучості, σ_T , не менше	-	$8 \times 10^8 \text{ н/м}^2$;
відносне звуження, ψ , не менше	-	45%;
ударна в’язкість, a_k , не менше	-	$8 \times 10^5 \text{ нм/м}^2$;
твердість, H_B	-	270-340.

Як заповнювач(рис. 4.2) використовувалась гума 3826 ТУ 38-5-204-71, для якої:

границя міцності при розриві	-	$1 \times 10^7 \text{ н/м}^2$;
твердість на приладі ТИР	-	60-75;
температура крижкості, $^{\circ}\text{C}$, не вище	-	-27;
температурний інтервал в $^{\circ}\text{C}$ від-до	-	-30 до +100;

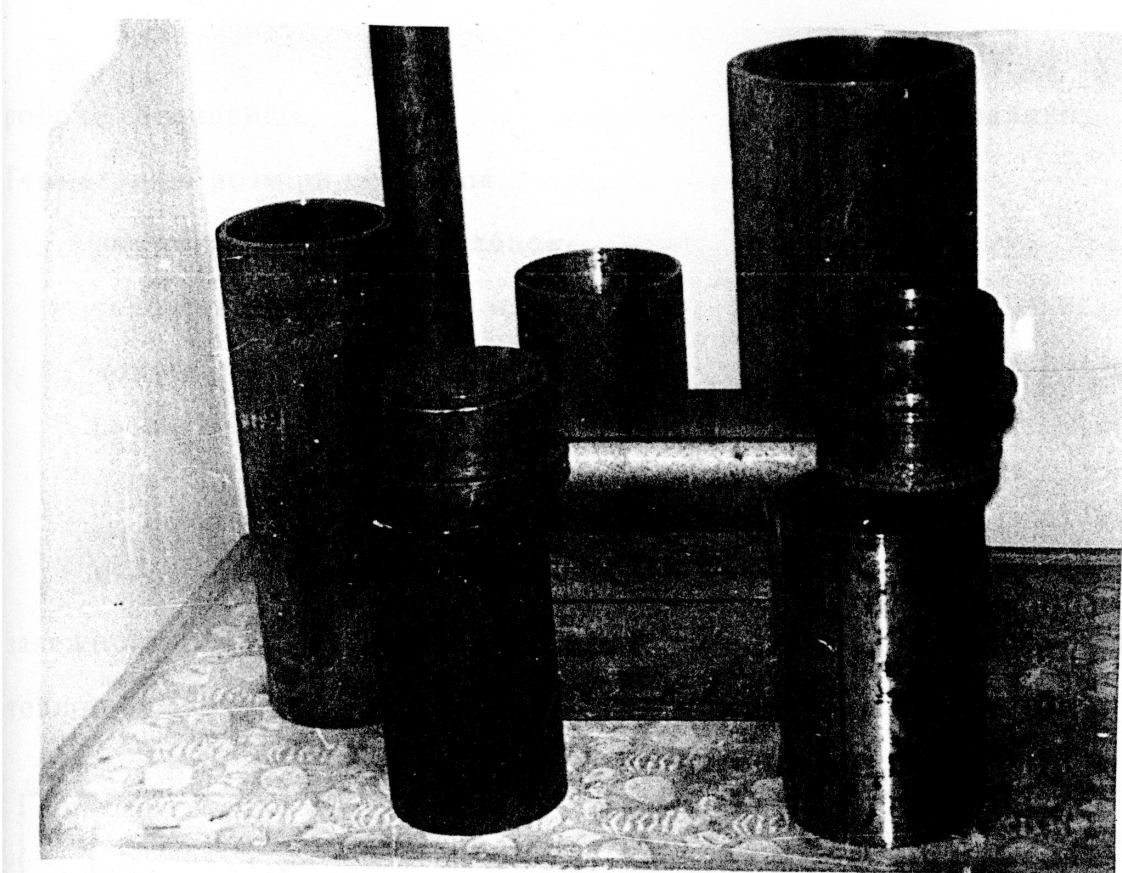


Рис.4.1. Зразки несучих ланок та поршнів пружних елементів бурового амортизатора.

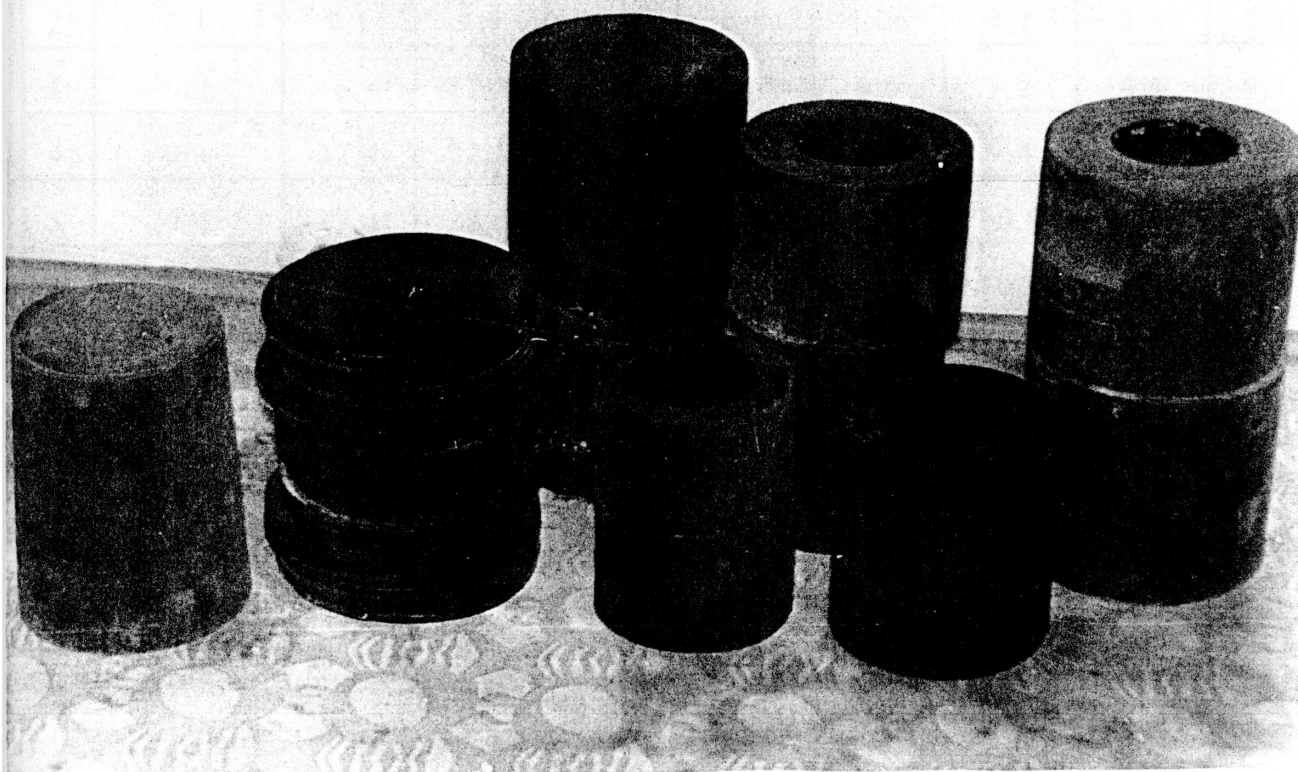


Рис.4.2. Зразки заповнювачів.

робоче середовище - масло, паливо.

Геометричні розміри оболонок:

внутрішній діаметр оболонок- 0,165м;
товщина стінки зразків, м - 0,01; 0,015; 0,02; 0,025;
довжина оболонок, м - 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8.

4.3. Результати експериментальних досліджень та їх аналіз.

У таблиці наведені теоретичні та експериментальні значення осадки в залежності від довжини робочої частини оболонки пружного елемента при різних товщинах стінки оболонки для різних навантажень.

Таблиця 4.1

№ п/п	$P(\text{н/м}^2)$ $L_p(\text{м})$	$h_1=0,01\text{м}$		$h_2=0,015\text{м}$		$h_3=0,02\text{м}$		$h_4=0,025\text{м}$	
		$32,8 \times 10^5$		$47,7 \times 10^5$		$56,2 \times 10^5$		$70,2 \times 10^5$	
		$\delta_1(\text{мм})$		$\delta_2(\text{мм})$		$\delta_3(\text{мм})$		$\delta_4(\text{мм})$	
		Теор.	Експ.	Теор.	Експ.	Теор.	Експ.	Теор.	Експ.
1	0,05	4,8	5,4	3,5	4,1	2,3	2,9	1,7	2,1
2	0,1	9,1	9,9	6,4	6,8	4,06	4,1	2,8	3,1
3	0,2	16,4	17,1	10,6	11,7	6,6	7,2	4,4	5,1
4	0,3	22,4	22,8	13,4	14,8	8,2	9,4	5,4	5,9
5	0,4	27,4	28,6	15,4	16,2	9	10,8	6,06	7,2
6	0,5	31,4	33,1	17,9	18,7	9,6	10,9	6,4	7,7
7	0,6	34,8	35,9	18,2	20,1	10	11,4	6,6	7,9
8	0,7	37,4	39,1	18,4	20,4	12	11,9	6,7	8,0

Теоретичні дані отримані в результаті числових розрахунків при $f=0,5$; $R=0,0825\text{м}$ за аналітичними формулами, що були виведені в попередньому розділі.

За даними таблиці побудовані експериментальні залежності осадки поршнів від довжини робочої частини оболонки пружного елемента(рис. 4.3). Із згаданих залежностей видно, що при сталому коефіцієнті тертя пари оболонка-заповнювач

осадка поршнів при зростанні довжини робочої частини оболонки швидко зростає до певної довжини. Далі із збільшенням довжини, темп зростання осадки сповільнюється(чи сповільнюється), вона залишається практично постійною, незалежно від збільшення довжини. При цьому явище зменшення темпу росту осадки при зростанні довжини робочої частини оболонки настає порівняно швидше в пружних елементах з більшою товщиною стінки оболонки. Очевидно, це пов'язане з тим, що в пружному елементі із збільшенням товщини оболонки зменшується довжина зони проковзування.

Порівнюючи наведені в таблиці числові значення та характер залежностей рис. 4.3 і рис. 3.4, бачимо досить прийнятну подібність теоретичних та експериментальних даних, максимальна розбіжність між якими не перевищує 9.8%.

Діаграмні залежності “навантаження - осадка поршнів” для різних товщин оболонок, зображені на рис. 4.4, показують, що пружні елементи з меншою товщиною стінки оболонки забезпечують більшу осадку поршнів, а отже володіють меншою жорсткістю. Експериментальні дані, отримані з діаграм (рис. 4.4), добре збігаються з теоретичними числовими значеннями, які легко визначаються за кривими, зображеними на рис. 3.3.

На рис. 4.5, 4.6 зображено експериментальні петлі демпфування ланки пружного елемента бурового амортизатора при різних значеннях коефіцієнта тертя пари оболонка-заповнювач. Площа кожної петлі чисельно рівна втратам енергії за цикл.

Перша вітка на графіках відповідає етапу активного навантаження. Друга вітка характеризує процес розвантаження. Штриховою лінією позначена крива, що відповідає етапу повторного навантаження. Нелінійність ділянок першої вітки петлі пояснюється конструктивними особливостями і принципом роботи ланки пружного елемента. Оскільки робота бурових амортизаторів здійснюється при значних статичних навантаженнях, то впливом конструктивних особливостей пружних елементів на їх демпфуючу здатність можна знехтувати, встановивши попередньо діапазон робочих навантажень.

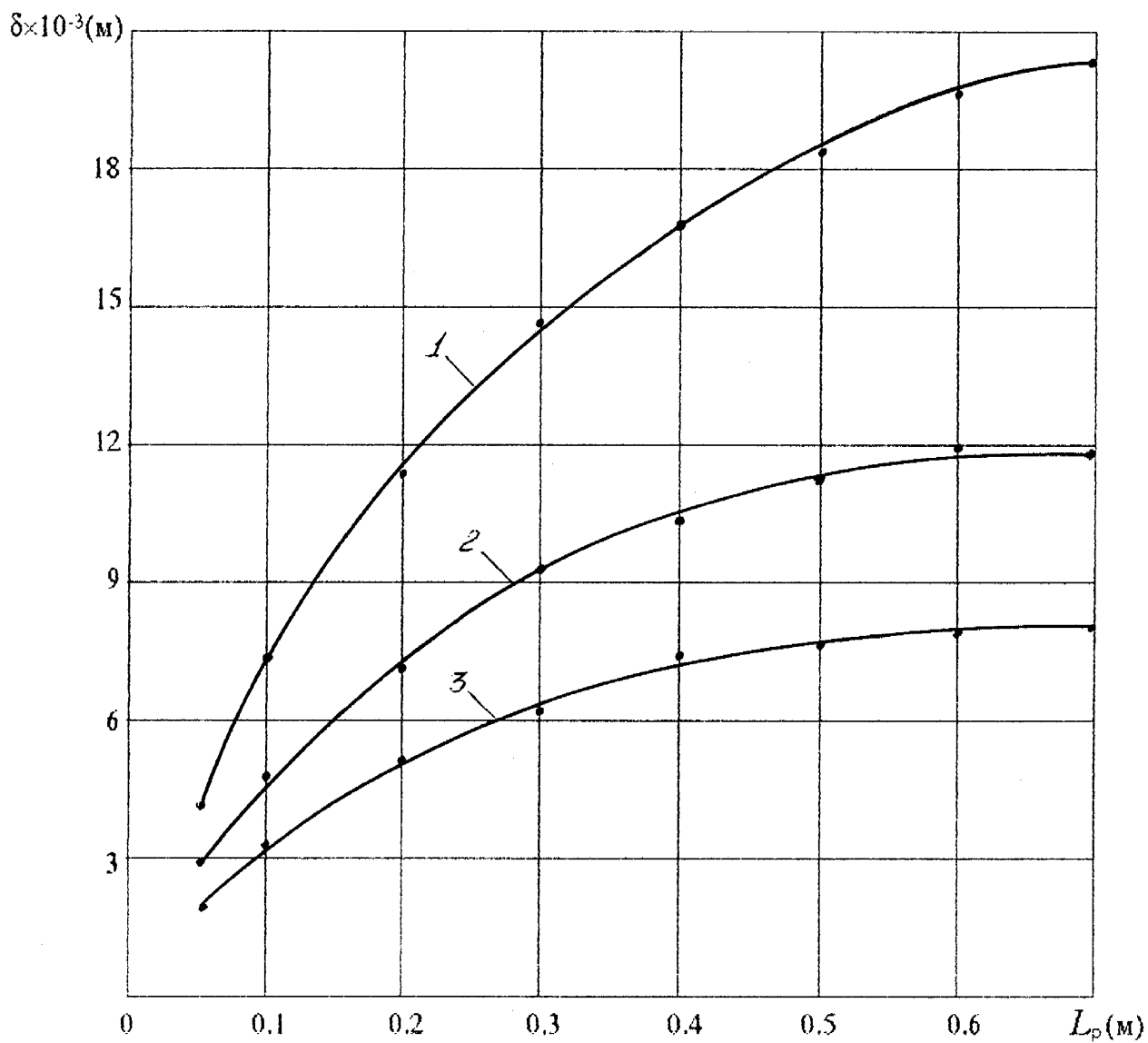


Рис. 4.3. Залежність осадки пружного елемента від довжини
робочої частини оболонки (експериментальні дані):
 $f=0.5$; 1- $P=47.7 \times 10^5 \text{ н/м}^2$; $h=0.015 \text{ м}$; 2- $P=56.2 \times 10^5 \text{ н/м}^2$; $h=0.02 \text{ м}$;
3- $P=70.2 \times 10^5 \text{ н/м}^2$; $h=0.025 \text{ м}$.

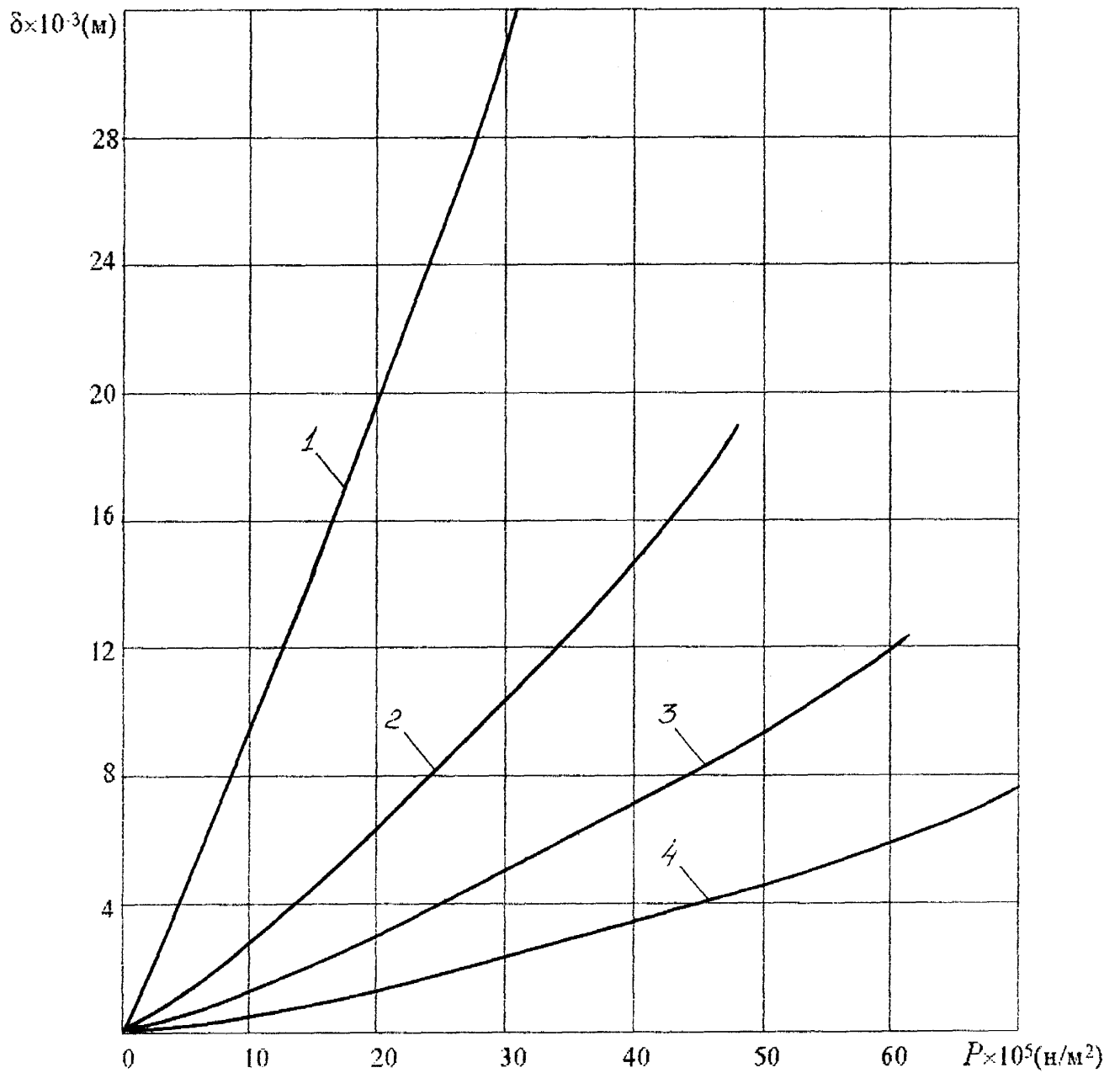


Рис. 4.4. Залежність осадки поршнів ланки пружного елемента від P (експериментальні дані): $f=0.5$; $R=0.0825\text{м}$; $L_p=0.5\text{м}$; $E/E_0=0.0001$; 1- $h=0.01\text{м}$; 2- $h=0.015\text{м}$; 3- $h=0.02\text{м}$; 4- $h=0.025\text{м}$.

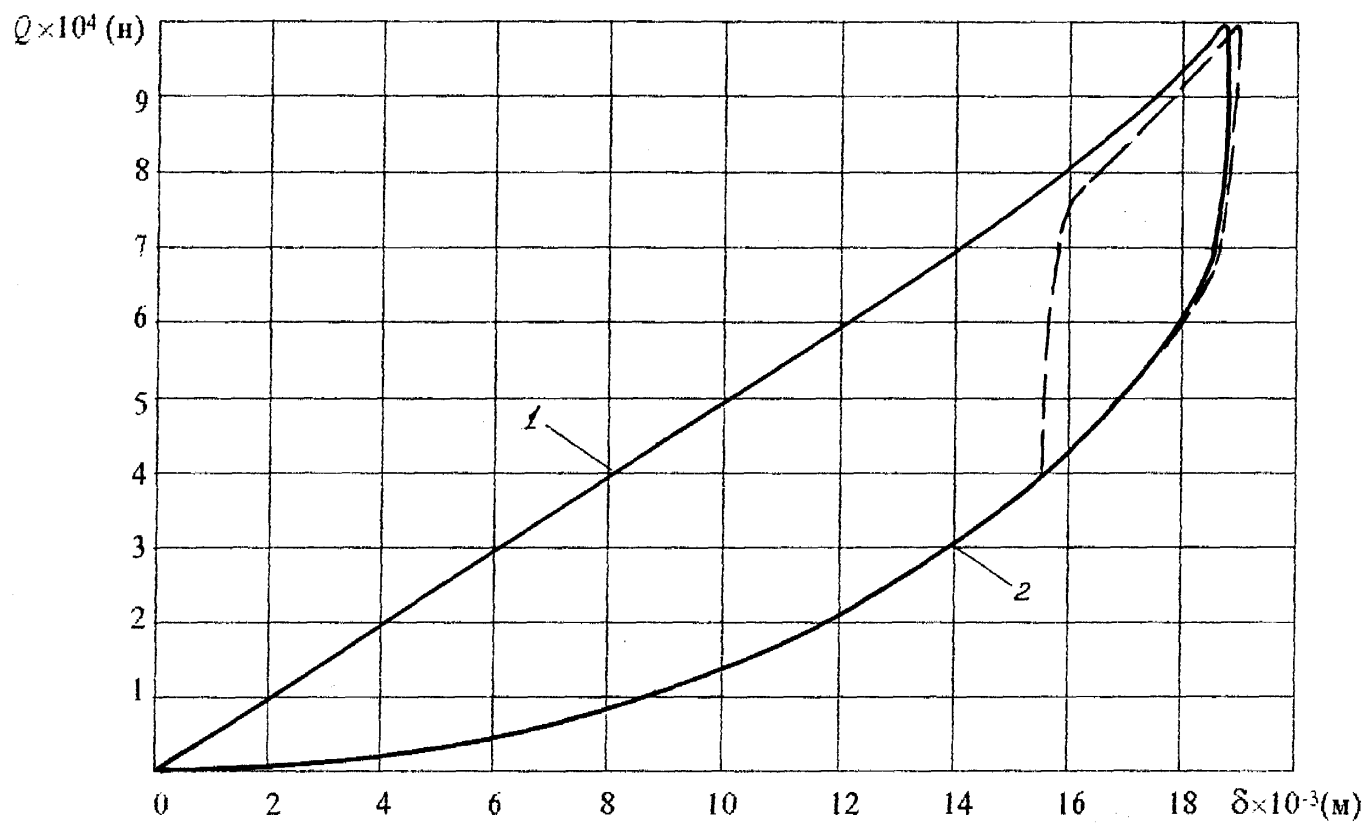


Рис. 4.5. Экспериментальна петля демпфування
пружного елемента : $f \approx 0.5$;
 $h=0.015\text{м}$; $R=0.0825\text{м}$; $L_0=0.5\text{м}$.

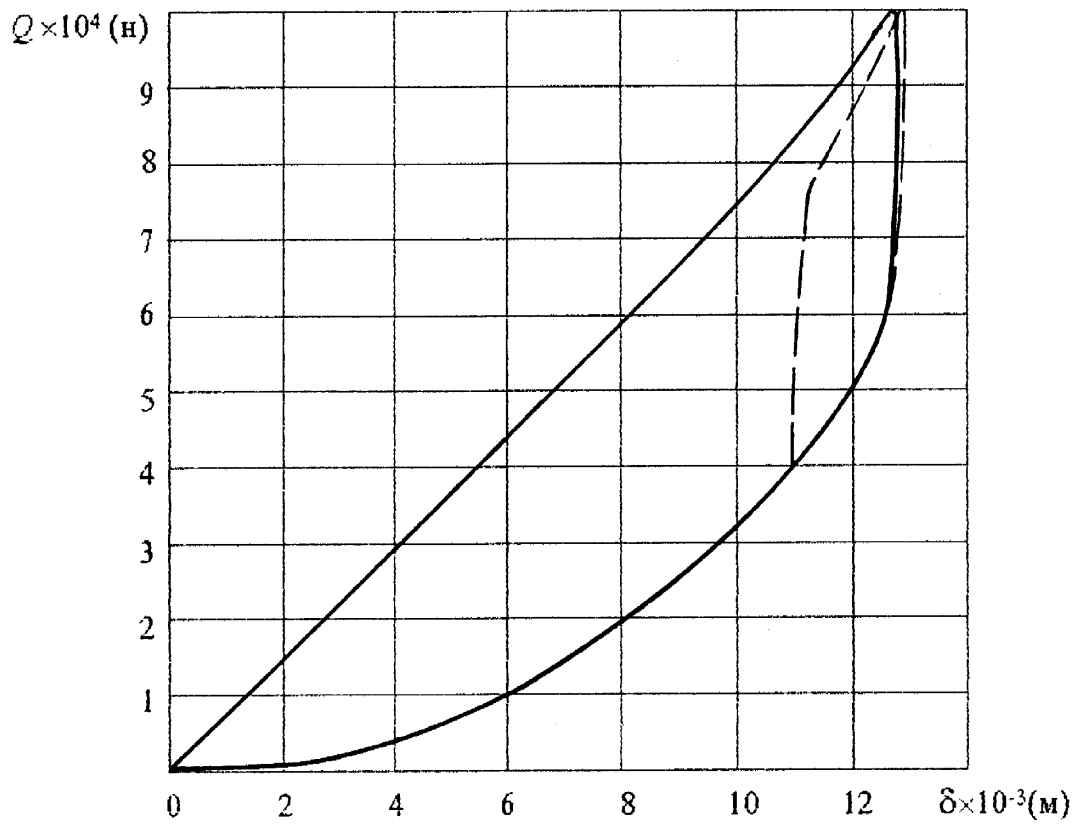


Рис. 4.6. Экспериментальна петля демпфування
пружного елемента : $f \approx 0.8$;
 $h=0.015\text{м}$; $R=0.0825\text{м}$; $L_p=0.5\text{м}$.

Порівняльний аналіз теоретичних рис. 3.11 та експериментальних рис.4.5, 4.6 діаграм циклічного навантаження показує хороший збіг зміни кута між дотичними до кривих та осями координат при зміні коефіцієнта тертя пари оболонка-заповнювач, а також зміни числових значень осадки на різних етапах циклу навантаження.

Висновки до розділу 4

Експериментально доведено вплив на величину податливості оболонкових пружних елементів трьох основних конструктивних факторів:

- довжини робочої частини оболонки ;
- товщини оболонки ;
- коефіцієнта тертя пари оболонка-заповнювач.

При цьому встановлено:

- осадка поршнів інтенсивно зростає із збільшенням довжини робочої частини оболонки до певної межі з подальшим незначним зростанням;
- осадка поршнів зменшується при збільшенні товщини оболонки та при збільшенні коефіцієнта тертя пари оболонка-заповнювач.

Отримано експериментальні петлі демпфування пружного елемента.

У загальному виявлено добру збіжність результатів експерименту з результатами отриманими за допомогою аналітичних залежностей, що засвідчує адекватність вибраної розрахункової моделі та вірність теоретичних висновків і дозволяє рекомендувати отримані аналітичні вирази для розрахунку оболонкових пружних елементів бурових амортизаторів.

РОЗДІЛ 5

КОНСТРУКЦІЙ БУРОВИХ АМОРТИЗАТОРІВ РІЗНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ З РОЗШИРЕНИМ ДІАПАЗОНОМ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК

5.1. Загальні відомості.

Бурові амортизатори призначені для підвищення техніко-економічних показників буріння та захисту елементів бурильної колони, наземного обладнання і обслуговуючого персоналу від шкідливого впливу вібраційних та ударних навантажень в процесі буріння вертикальних і похило спрямованих свердловин шарошковими, алмазними чи іншими долотами, суцільним вибоєм чи з відбором керна, при бурінні свердловин вибійними двигунами чи ротором. Ефект досягається за рахунок створення за допомогою бурових амортизаторів певного балансу між динамікою бурильної колони та рівнем віброзахисту її елементів. Окрім того, бурові амортизатори можна використовувати для вирішення завдань суто захисного чи технологічного характеру.

Бурові амортизатори переважно встановлюють між долотом і ОБТ чи між долотом і вибійним двигуном. Однак вони можуть встановлюватись в будь-якому іншому місці, де виникає необхідність локального захисту від шкідливого впливу вібрацій, наприклад, для захисту телеметричних та інших систем контролю за напрямком свердловини, різноманітних технологічних систем(вибійних моментомірів, датчиків параметрів процесу буріння), кернавідбірників та ін.

При необхідності встановлюють декілька бурових амортизаторів, що розміщені по довжині колони, як в стиснутій так і в розтягнутій її частинах.

Існують бурові амортизатори односторонньої та подвійної дії, з безпосереднім призначенням гасіння лише поздовжніх коливань, поздовжніх і крутних та лише крутних коливань, з обертовими та нерухомими корпусами. Обладнання бурового амортизатора центруючими, калібруючими чи розширюючими елементами надає йому властивість гасити і поперечні коливання.

Амортизатори, що призначені для гасіння лише крутих коливань, називають пружними муфтами, а бурові амортизатори з нерухомим корпусом конструктивно об'єднані з шпінделями вибійних двигунів і використовуються при бурінні свердловин вибійними двигунами.

Для використання бурових амортизаторів з долотами різних діаметрів розроблено їх нормальний ряд, що включає бурові амортизатори із зовнішнім діаметром 172, 195, 215 та 240мм.

У зв'язку з різноманітними характером та величиною діючих на амортизатор навантажень запропоновані бурові амортизатори, що розраховані на одну величину навантаження, та амортизатори з розширеним діапазоном робочих навантажень.

5.2. Бурові амортизатори поздовжніх коливань.

У першому розділі роботи ми визначили, що провідну роль в коливальному процесі бурильної колони відіграють поздовжні коливання. Вони несуть найбільшу енергію і викликають значні періодичні зміни поздовжньої сили. Зниження інтенсивності поздовжніх коливань бурильної колони має важливе значення для всіх основних видів буріння.

Характерною особливістю всіх бурових амортизаторів поздовжніх коливань є наявність жорсткого вузла передачі крутного моменту. Такими вузлами є з'єднання, що допускають лише осьове переміщення вала, а саме: шліцьові(в тому числі з шліцями у вигляді кульок і роликів), профільні пари(квадрат, шестигранник і т.п.), а також спеціальні кулачкові і оболонкові з'єднання.

5.2.1. Бурові амортизатори поздовжніх коливань односторонньої дії.

Досвід конструювання і використання бурових амортизаторів свідчить про необхідність розробки таких пристроїв, що допускають регулювання жорсткості в процесі буріння. Відомо, що будь-який реальний амортизатор може мати лінійну

пружну характеристику лише на деякому відрізку зміни величини деформації. Із збільшенням сили, що діє на амортизатор, збільшується величина його ходу(максимального переміщення поршнів), і робочий відрізок пружної характеристики виходить за межі лінійності. При великих значеннях сил, що діють на амортизатор, а також при необхідності обмеження його ходу навмисно доводиться забезпечувати нелінійність характеристики.

На рис. 5.1 зображено амортизатор АПО(м)38К(модернізований), який можна вважати базовою конструкцією для віброзахисних пристроїв такого типу [25]. Він складається з перехідника 1, поршня з конусом 2, заповнювача 3, оболонки(суцільної) 4, проміжних поршнів 5 і 8, пакета розрізаних вздовж твірної оболонок 6, ствола 7, оболонки з розрізом 9, поршня з різью 10, корпусу 11, профільного вала 12, профільної втулки 13, центратора 14 і перехідника долота 15.

Особливістю конструкції даного амортизатора є пружний елемент у вигляді кільцевої пружини з несучими тонкостінними елементами різної податливості(розрізана оболонка 9, пакет розрізаних оболонок 6, суцільна оболонка 4). Оскільки несучі елементи розміщені послідовно, то кожна ланка навантажена однаково, тобто сприймає все навантаження, що передається на пружний елемент.

Працює амортизатор наступним чином. Під'єднаний з допомогою перехідника 1 до бурильної колони чи вала вибійного двигуна амортизатор в процесі буріння навантажують осьовою силою і крутним моментом. Крутний момент передається долоту за допомогою профільної пари(втулка 13 - вал 12). Осьове навантаження примушує перехідник 15 заходити всередину центратора 14, переміщуючи при цьому профільний вал 12 відносно втулки 13.

Разом з профільним валом 12 переміщується з'єднаний з ним різью поршень 10, який з допомогою проміжних поршнів 5 та 8 і поршня з конусом 2 стискає заповнювач 3, що знаходиться в кожній оболонці(пакеті оболонок). Заповнювач 3, змінюючи свою форму, трансформує переміщення поршнів в пружні деформації оболонок.

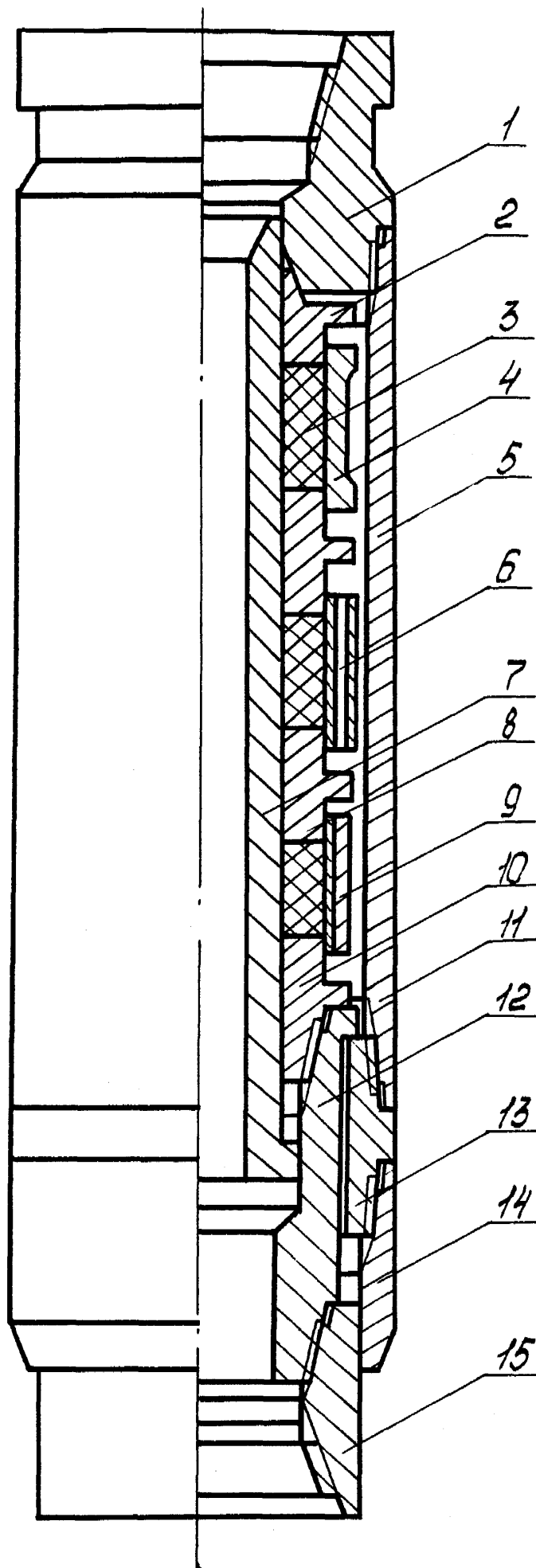


Рис. 5.1. Буровий амортизатор АПО (м) 38К:

1-перехідник; 2-поршень з конусом; 3-заповнювач; 4-оболонка; 5,8-проміжні поршні; 6-пакет розрізаних оболонок; 7-ствол; 8-оболонка з розрізом; 10-поршень з різью; 11-корпус; 12-профільний вал; 13-профільна втулка; 14-центратор; 15-перехідник долота.

Внаслідок того, що несучі елементи амортизатора мають різну податливість, прикладене до поршнів навантаження примушує останні заходити всередину оболонок(пакетів оболонок) послідовно. При цьому кожний наступний ступінь пружного елемента включається в роботу ще до того, як перший чи попередній ступінь(це оболонка чи пакет оболонок, поршні та заповнювач) вичерпають запас ходу. При цьому накопичується енергія, котра при зникненні(зниженні) імпульсу зовнішнього навантаження повертає рухомі частини амортизатора у вихідне(проміжне) положення.

У залежності від величини зовнішнього навантаження в роботі можуть знаходитись один, два чи всі ступені пружного елемента амортизатора. Ця обставина дозволяє значно розширити діапазон робочих навантажень бурового амортизатора(підвищити поріг чутливості до зміни осьового зусилля), що відповідно підвищує ефективність використання бурового амортизатора.

На рис. 5.2 зображено амортизатор АПО(м)39К з двоступеневим пружним елементом [17, 30]. Його особливістю є можливість послідовного включення в паралельну роботу додаткової ланки пружного елемента, чим забезпечується зростання жорсткості пружного елемента при зростанні зовнішнього навантаження. Ця обставина розширює діапазон навантажень, при яких ефективно працює амортизатор.

Буровий амортизатор АПО(м)39К складається з перехідника 1, корпусу 2, опорної втулки 3, ствола 4, пружного елемента другого ступеня 5, пружного елемента першого ступеня 6, втулки включення пружного елемента другого ступеня 7, профільної пари передачі крутного моменту 8, центратора 9, перехідника долота 10.

Працює амортизатор таким чином. При дії зовнішнього навантаження рухомі частини заходять всередину корпусу 2. В межах ходу, що дорівнює зазору Δ , працює перший ступінь пружного елемента 6. Поршні пружного елемента першого ступеня зближаються, стискають заповнювач, який трансформує осьові переміщення поршнів у радіальні прогини оболонок. Оболонки, деформуючись у межах пружних деформацій, накопичують енергію, а при зменшенні стискаючого

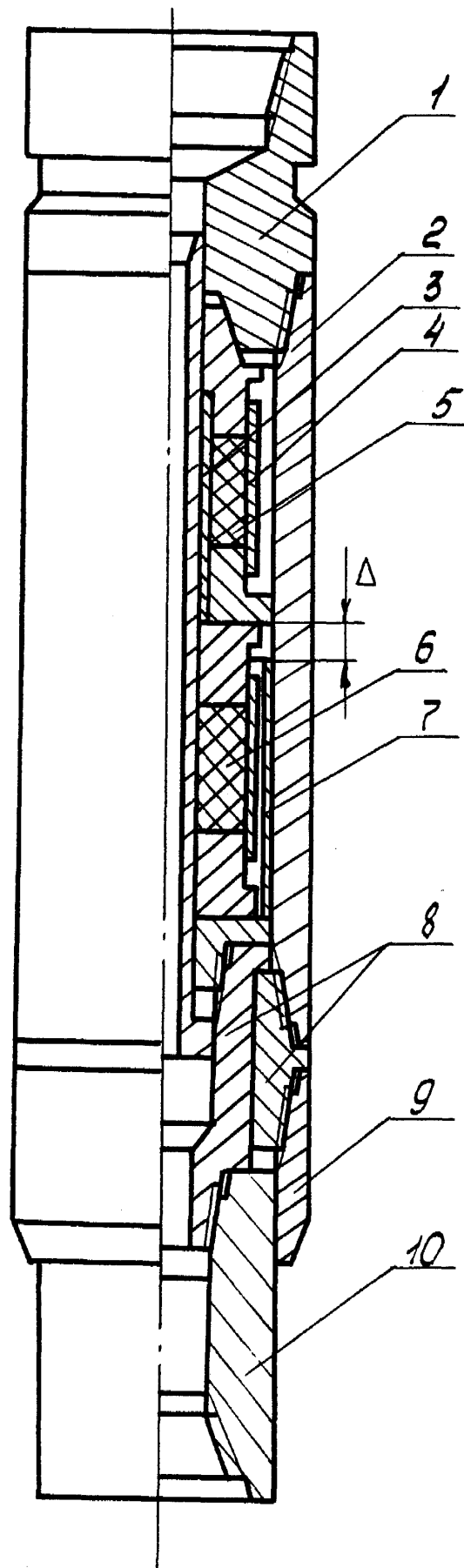


Рис. 5.2. Буровий амортизатор АПО (м)39К:

1-перехідник; 2-корпус; 3-опорна втулка; 4-ствол; 5-пружний елемент другого ступеня; 6-пружний елемент першого ступеня; 7-втулка включення пружного елемента другого ступеня; 8-профільна пара; 9-центратор; 10-перехідник долота.

навантаження повертають рухомі частини бурового амортизатора у вихідне положення.

При збільшенні навантаження зазор Δ вичерпується і в роботу включається другий ступінь пружного елемента 5. Паралельна робота двох ступенів дозволяє збільшити діапазон робочих навантажень на необхідну величину. Для дуже великих навантажень в ролі першого ступеня пружного елемента доцільно використати послідовно розміщені суцільні оболонки з поршнями і заповнювачем. Таке розміщення несучих ланок-оболонок дозволяє дещо знизити жорсткість пружного елемента без шкоди для його міцності і забезпечити при цьому необхідний рівень демпфування. Задану жорсткість отримують шляхом використання розрахункової кількості послідовно розміщених несучих ланок-оболонок [26]. Для менш значних навантажень в ролі першого ступеня доцільно використати пружний елемент з несучою ланкою у вигляді розрізаної вздовж твірної циліндричної оболонки. За другим ступінь 7 може бути використаний пружний елемент на базі чи то суцільної чи то розрізаної оболонки, чи їх комбінації, встановленої послідовно. Слід зазначити, що при необхідності існує можливість встановити більш ніж два ступеня, які будуть послідовно включатись в паралельну роботу.

При бурінні горизонтальних чи похило спрямованих свердловин значно підвищуються вимоги до поперечної жорсткості низу бурильної колони. У цьому випадку особливе значення має довжина бурового амортизатора, зменшення якої при незмінному діаметрі призводить до збільшення його поперечної жорсткості. Для вирішення цього завдання запропоновано амортизатор рис. 5.3 з диференційними поршнями [18, 28]. Він складається з перехідника 1, в якому змонтовано верхнє ущільнення 2, корпусу 3 і ствола 4, в порожнині між якими розміщено пружний елемент 5, що включає оболонку 6, довгий 7 та короткий 8 заповнювачі, внутрішні 9 і зовнішні 10 поршні. На нижню різь ствола нагвинчена муфта 11, переміщення якої обмежене гайкою 12 і буртом профільного вала 13, що утворює з профільною втулкою 14 вузол передачі крутного моменту.

Працює буровий амортизатор таким чином. З нагвинченим на профільний вал перехідником (на рисунку не показаний) амортизатор монтується в КНБК і

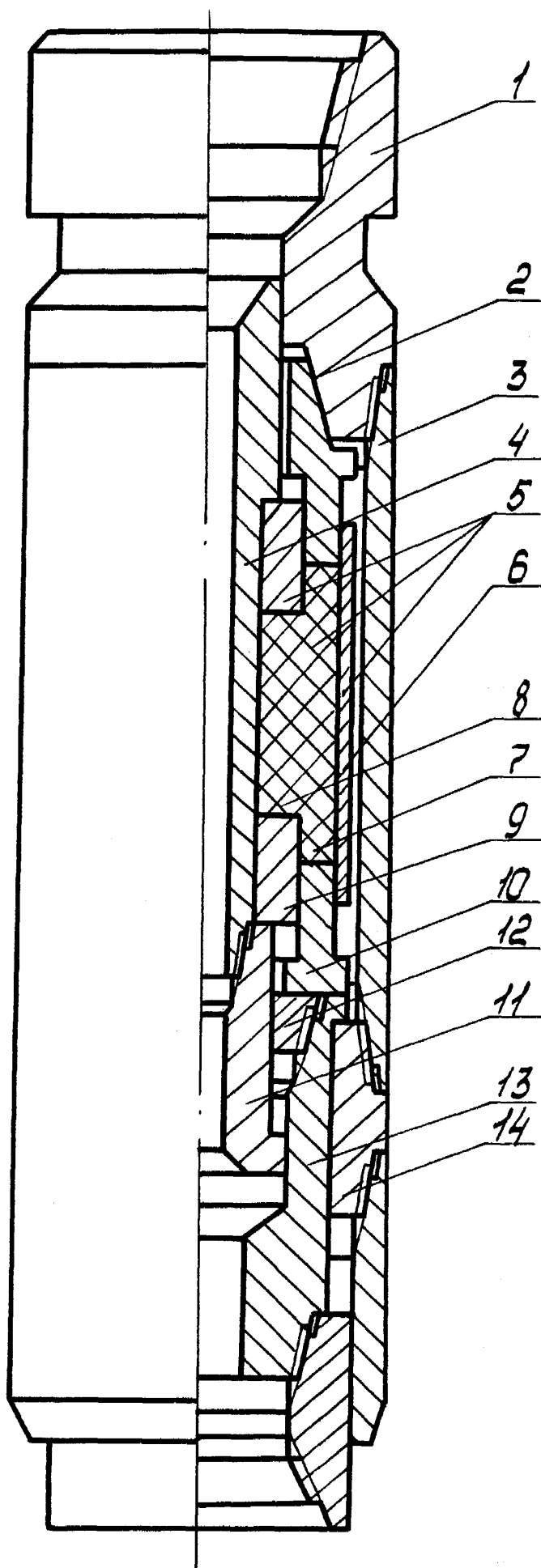


Рис. 5.3. Буровий амортизатор АПО (д)39К:

1-перехідник; 2-верхнє ущільнення; 3-корпус; 4-ствол; 5-пружний елемент; 6-оболонка; 7.8-довгий та короткий заповнювачі; 9.10-внутрішні та зовнішні поршні; 12-гайка; 13-профільний вал; 14-профільна втулка.

спускають у свердловину на бурильних трубах. Із збільшенням навантаження на долото профільний вал бурового амортизатора, рухаючись в осьовому напрямку відносно профільної втулки, змушує поршні 10 зближатися. При цьому заповнювачі трансформують поздовжні переміщення поршнів у радіальні прогини оболонки. Оболонка, деформуючись, накопичує енергію, а при зниженні навантаження повертає рухомі частини амортизатора у вихідне положення.

Подальше збільшення навантаження призводить до того, що поршні 10 вичерпують запас ходу і своїми фланцями впираються у торці поршнів 9. Тепер навантаження розподіляється на сумарну площу поршнів 9 і 10, тобто жорсткість пружного елемента амортизатора зростає, а отже, зростає і його несуча здатність. При зменшенні навантаження у вихідне положення повертаються спочатку поршні 9, а потім - 10.

Для діаграми навантаження бурового амортизатора з диференційними поршнями характерна жорстка нелінійність (згладити яку можна, встановивши більшу кількість пар поршнів при їх незмінній сумарній площі). У цьому випадку найменшу жорсткість буровий амортизатор має тоді, коли пружний елемент працює на зовнішніх поршнях при порівняно невисокому рівні навантаження.

5.2.2. Бурові амортизатори поздовжніх коливань подвійної дії.

Досвід використання бурових амортизаторів доводить, що у більшості випадків вирішити всі завдання віброзахисту та регулювання динамічного режиму бурильної колони в рамках однієї конструкції практично неможливо. У значній мірі це пов'язано із порівняно великою довжиною бурильної колони, а також наявністю в ній стиснутої і розтягнутої частин.

Тому пропонується в бурильну колону включати не менше двох бурових амортизаторів, які б встановлювались в стиснутій (над долотом) і розтягнутій (під квадратом, чи нижче) її частинах [26, 27].

Для зменшення кількості амортизаторів, які необхідно мати на буровій, їх конструкція повинна забезпечити ефективну роботу як в розтягнутій, так і стис-

нутій частинах бурильної колони. З цією метою розроблено конструкцію бурового амортизатора поздовжніх коливань подвійної дії, зображену на рис. 5.4 [31]. Він складається з перехідника 1, корпусу 2, вала 3, пружного елемента, що включає зовнішню 4 та внутрішню 5 оболонки, додаткового поршня 6, двох поршнів 7 і заповнювача 8. Зовнішня оболонка 4 складається з двох частин, закріплених на корпусі 2, а внутрішня оболонка 5 - з двох частин, розміщених над і під додатковим поршнем 6. Пружний елемент на валу фіксується з допомогою затискного пристрою 9, а в корпусі - перехідника 1 і ніпеля 10.

Буровий амортизатор працює таким чином. Під дією стискаючого навантаження вал 3 переміщується вгору. При цьому додатковий поршень 6 стискає заповнювач 8, що трансформує поздовжні переміщення додаткового поршня 6 в радіальні прогини оболонок. При зменшенні навантаження накопичена оболонками енергія повертає рухомі частини бурового амортизатора у вихідне положення. Якщо буровий амортизатор застосовується в розтягнутій частині бурильної колони, то під дією навантаження розтягу вал 3 переміщується вниз, стискаючи заповнювач 8', і далі працює аналогічно описаному вище. При використанні в якості несучих ланок пружного елемента цільних оболонок, в буровому амортизаторі необхідно встановити як мінімум два пружних елемента.

Встановивши два(чи більше) пружних елемента, можна використати в одному з них цільнометалічні оболонки, а в другому(інших) циліндричні оболонки розімкнутого профілю.

При використанні виключно розрізаних вздовж твірної циліндричних оболонок в описаному буровому амортизаторі доцільно встановлювати лише один пружний елемент.

Така конструкція бурового амортизатора значно розширює його робочі характеристики, підвищує ефективність роботи і надає можливість застосовувати як в стиснутій, так і в розтягнутій частинах бурильної колони.

Однак конструювання одного ступеня пружного елемента з чотирьох частин дві з яких закріплено в корпусі, а дві інші на стволі над і під додатковим поршнем, не забезпечує ефективного використання його частин при роботі як в роз

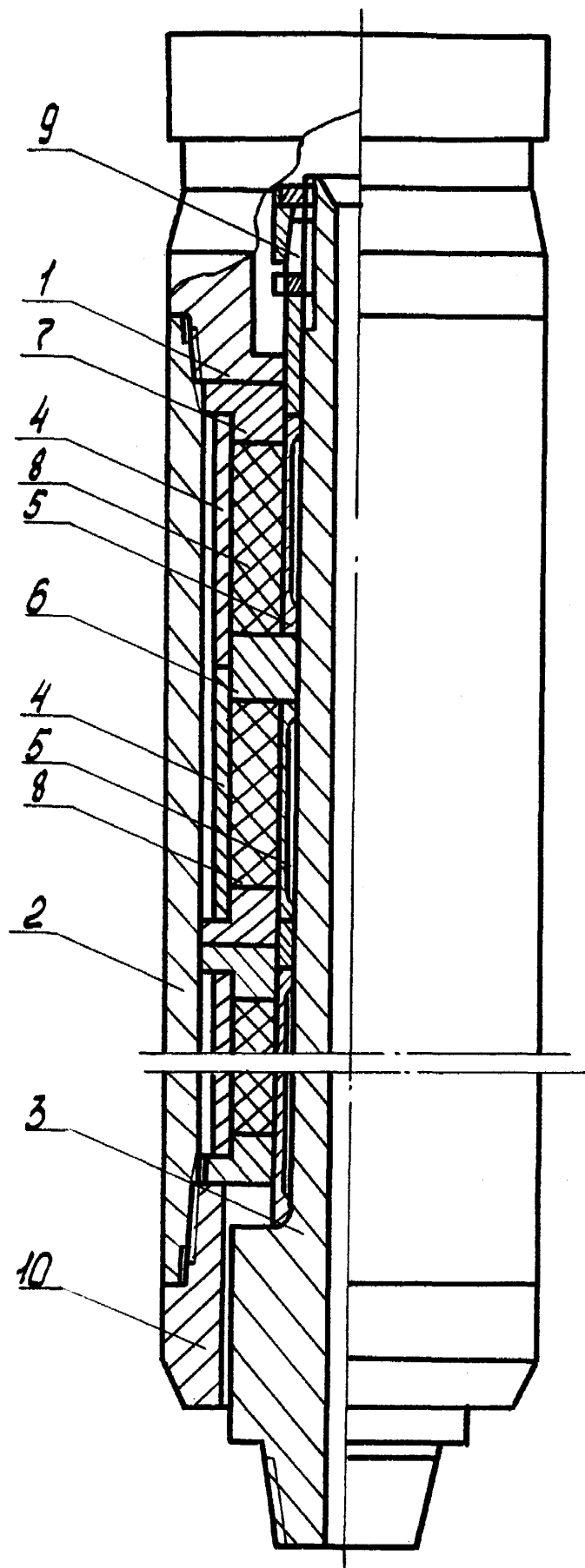


Рис. 5.4. Буровий амортизатор АБП 40К:

1-перехідник; 2-корпус; 3-вал; 4,5-зовнішня та внутрішня оболонки; 6-дода-ковий поршень; 7-поршень; 8-заповнювач; 9-затискний пристрій; 10-ніпель.

тягнутій, так і стиснутій частинах бурильної колони, оскільки в обидвох випадках одна половина пружного елемента участі в роботі не бере. Таке виконання пружного елемента ускладнює конструкцію бурового амортизатора і збільшує його матеріалоемність.

Для ліквідації цього недоліку розроблено конструкцію бурового амортизатора, зображену на рис. 5.5 [25,26]. Він складається з перехідника 1, корпусу 2, ствола 3, пружних елементів, що включають зовнішні 4 і внутрішні 5 оболонки, заповнювача 6, верхнього поршня 7, нижнього поршня 8 і додаткової втулки 9. Між ступенями пружних елементів і на торцях крайніх зовнішніх оболонок встановлені центратори оболонок 10. Вузол передачі крутного моменту включає профільні втулку 11 і вал 12, кінці яких обладнані центратором 13 і перехідником долота 14. Додаткові втулки і оболонки на стволі закріплені системою гайок 15.

Цей буровий амортизатор може працювати як в стиснутій, так і в розтягнутій частинах бурильної колони. При роботі в стиснутій частині бурильної колони ствол 3 і закріплені на ньому внутрішні оболонки 5, додаткові втулки 9, профільний вал 12 і нижні поршні 8 рухаються вгору відносно профільної втулки 11, зовнішніх оболонок 4 і центраторів оболонок 10. При цьому нижні поршні 8 стискають заповнювачі 6, які трансформують поздовжні переміщення нижніх поршнів у радіальні прогини зовнішніх 4 і внутрішніх 5 оболонок. Оболонки, деформуючись в межах пружних деформацій, накопичують енергію, а при зменшенні навантаження за рахунок накопиченої енергії повертають рухомі частини бурового амортизатора у вихідне положення.

При роботі в розтягнутій частині бурильної колони ствол 3 і закріплені на ньому внутрішні оболонки 5, додаткові втулки 9, профільний вал 12 і верхні поршні 7 рухаються вниз відносно профільної втулки 11, зовнішніх оболонок 4 і центраторів оболонок 10. При цьому верхні поршні 7 стискають заповнювачі 6, які трансформують поздовжні переміщення верхніх поршнів у радіальні прогини зовнішніх 4 і внутрішніх 5 оболонок. Оболонки, деформуючись в межах пружних деформацій, нагромаджують енергію, а при зменшенні навантаження за рахунок

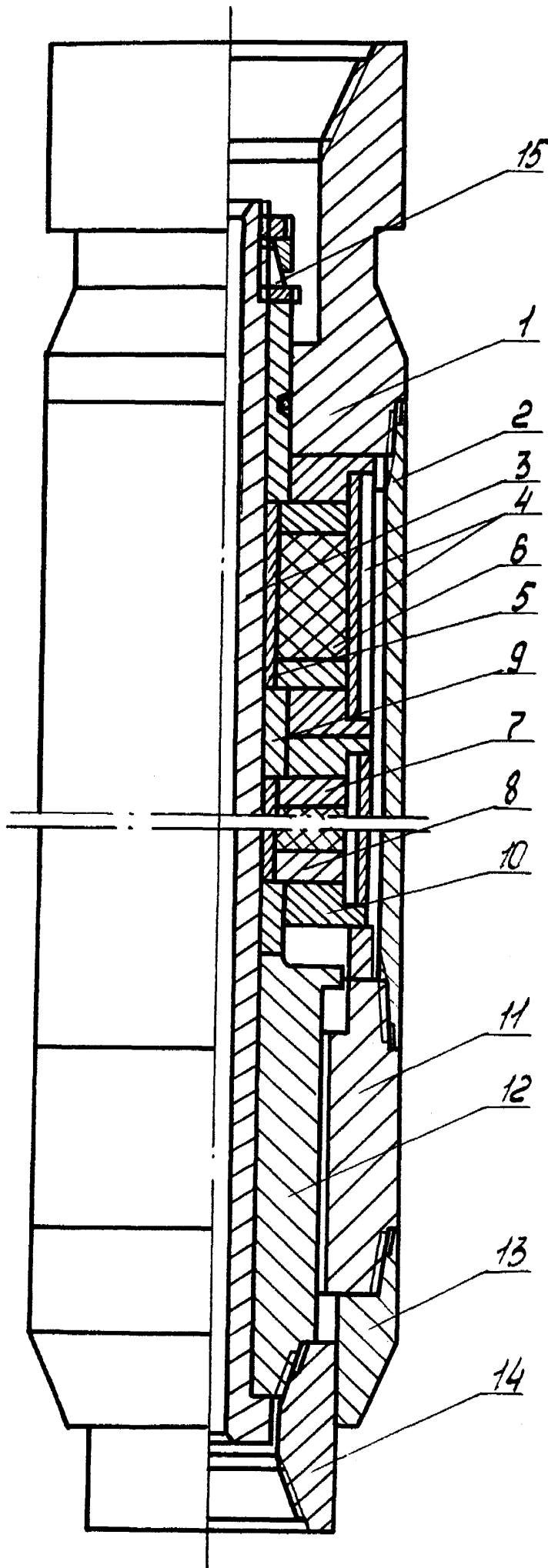


Рис. 5.5. Буровий амортизатор АБП (м)40К.

1-перехідник; 2-корпус; 3-ствол;
 4,5-зовнішні і внутрішні оболонки;
 6-заповнювач; 7,8-верхній і нижній поршні;
 9-додаткова втулка;
 10-центратори оболонок; 11,12-профільні втулка і вал;
 13-центратор; 14-перехідник долота; 15-система гайок.

накопиченої енергії повертають рухомі частини бурового амортизатора у вихідне положення.

В обидвох випадках ступені пружних елементів(якщо такі є) працюють паралельно, і навантаження розподіляється відповідно до жорсткості несучих ланок кожної ступені.

Виконання поршнів, які контактують із заповнювачем, чергово рухомими відносно зовнішньої і внутрішньої оболонок в залежності від напряду навантаження, забезпечує ефективну роботу всіх ланок пружного елемента як при роботі бурового амортизатора в стиснутій частині бурильної колони, так і при роботі в розтягнутій її частині. При цьому зникає необхідність у додаткових оболонках і заповнювачах, які не беруть участі в роботі при відповідному навантаженні, чим забезпечується спрощення конструкції і зменшення матеріалоемності бурового амортизатора та його габаритів(довжини).

При бурінні свердловин глибиною понад 3000 метрів зусилля розтягу в місці з'єднання бурильних труб з квадратом, як правило, на порядок вище ніж навантаження на долото. Зрозуміло, що пружний елемент бурового амортизатора, призначення якого працювати над долотом, виявиться непрацездатним у розтягнутій частині бурильної колони, а пружний елемент, призначений для роботи у розтягнутій частині бурильної колони виявиться малоефективним при його встановленні над долотом. Для забезпечення ефективної роботи бурового амортизатора в обох частинах бурильної колони пружний елемент повинен бути ступеневим. При роботі в стиснутій частині бурильної колони ступені повинні працювати послідовно, а в розтягнутій частині - паралельно [29].

Буровий амортизатор подвійної дії АБП 39К з таким пружним елементом зображено на рис. 5.6. Він складається з перехідника 1, корпусу 2, вала 3 з муфтою 4. У порожнині між корпусом і валом розміщено ступені пружного елемента. Верхній ступінь 5 - підвищеної жорсткості, а нижній ступінь 6 - меншої жорсткості. На зовнішній поверхні вала і внутрішній поверхні корпусу втулками 7, 8 і 9 утворено додаткові бурти, а ніпель 10 з валом 3 з'єднані за допомогою квадрата. У перехіднику 1 і центраторі(на рисунку не показаний) розміщено ущільнення 11.

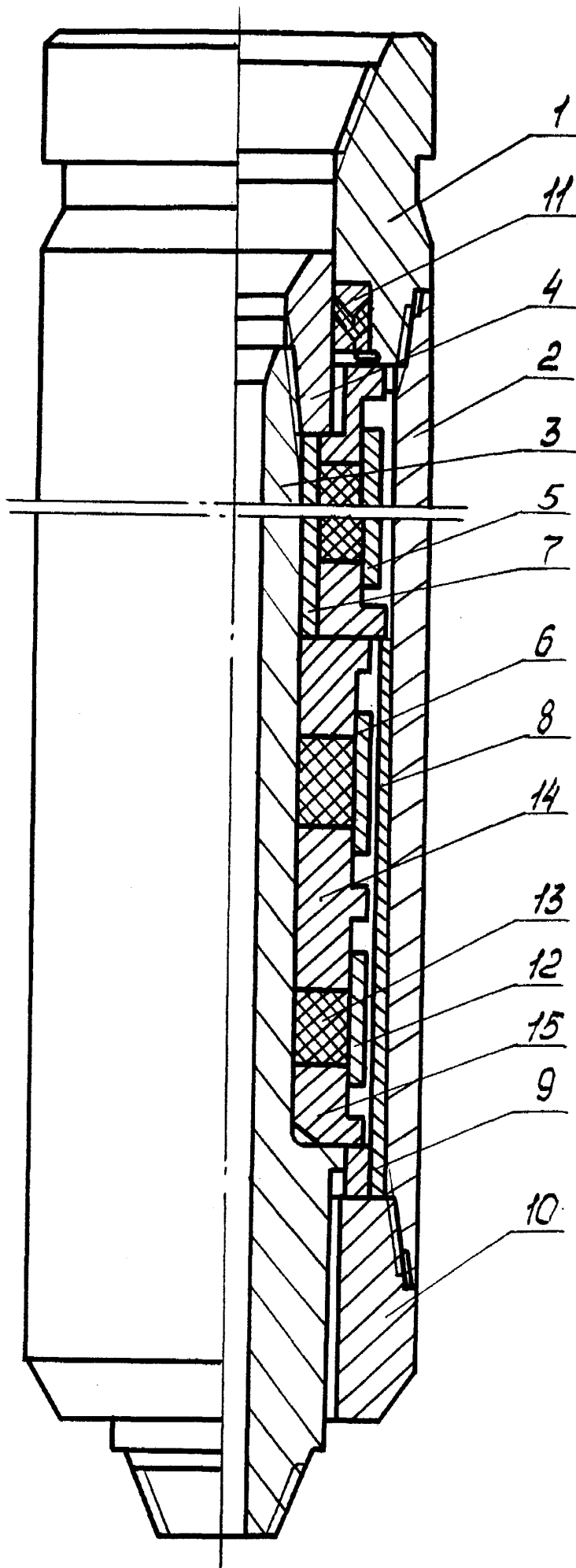


Рис. 5.6. Буровий амортизатор АБП 39К:

1-перехідник; 2-корпус; 3-вал;
 4-муфта; 5,6-верхній і нижній
 ступінь пружного елемента;
 7,8,9-втулки; 10-ніпель; 11-
 ущільнення; 12-оболонка; 13-
 заповнювач; 14,15-поршні.

Кожний ступінь пружного елемента має щонайменше три послідовно розміщені ланки(при використанні суцільних оболонок), що включають оболонку 12, заповнювач 13 та поршні 14 і 15. При роботі бурового амортизатора у стиснутій частині бурильної колони осьове навантаження на долото через вал 3 передається пружному елементу, в якому ступені 5 і 6 затискаються між буртом вала 3 і перехідником 1. Дія цього навантаження змушує штовхачі 14 і 15 обох ступенів заходити в оболонки, стискаючи заповнювачі 13, які трансформують поздовжні переміщення поршнів у радіальні прогини оболонок. У цьому випадку податливість пружного елемента бурового амортизатора складає

$$\frac{1}{C} = \sum_{i=3} \frac{1}{C_i} + \sum_{i=3} \frac{1}{Z_i} ,$$

тут C - жорсткість пружного елемента бурового амортизатора;

C_i - жорсткість однієї ланки верхнього ступеня пружного елемента;

Z_i - жорсткість однієї ланки нижнього ступеня пружного елемента;

i - кількість оболонок у кожному ступені.

У випадку роботи бурового амортизатора в розтягнутій частині бурильної колони вага колони, що підвішена до вала 3 через муфту 4, передається верхньому ступеню пружного елемента 5, який опирається на бурт, утворений втулкою 8 і одночасно через втулку 7 діє на нижній ступінь пружного елемента 6, що опирається на бурт, утворений втулкою 9. Таким чином, ступені пружного елемента бурового амортизатора працюють паралельно, а навантаження по ступенях розподіляється пропорційно до жорсткості кожної з них.

Жорсткість пружного елемента бурового амортизатора при такій його роботі становить

$$C = C_v + Z_n ,$$

тут C_v - жорсткість верхньої ступені пружного елемента;

Z_n - жорсткість нижньої ступені пружного елемента.

В обох випадках роботи бурового амортизатора оболонки, що деформуються в межах пружних деформацій, нагромаджують енергію, яка при зменшенні

зовнішнього навантаження повертає рухомі частини амортизатора у вихідне положення.

Найважливішими характеристиками будь-якого амортизатора є його жорсткість та демпфуючі властивості. У розглянутій конструкції жорсткість амортизатора змінюється в залежності від зміни напряду дії навантаження. При роботі амортизатора над долотом діє навантаження стиску. В цьому випадку жорсткість амортизатора відносно невелика, оскільки ступені пружного елемента працюють послідовно. При роботі амортизатора в розтягнутій частині бурильної колони діє навантаження розтягу. Жорсткість амортизатора зростає, оскільки ступені в цьому випадку працюють паралельно. На рис. 5.7 зображено петлі конструкційного гістерезису при заданому циклі навантаження бурового амортизатора на стенді [29]. Петля 1 відповідає випадку, коли ступені пружного елемента включені послідовно, що моделює роботу амортизатора над долотом при навантаженні $Q_c=250$ кН. Петля 2 відповідає випадку, коли ступені пружного елемента включені паралельно (робота амортизатора в розтягнутій частині бурильної колони при навантаженні $Q_p=400$ кН). Конструкція запропонованого амортизатора дозволяє змінювати жорсткість кожного ступеня шляхом зміни кількості та вигляду послідовно працюючих ланок без втрати несучої здатності ступеня вцілому.

5.3. Бурові амортизатори поздовжніх і крутних коливань

При будівництві глибоких нафтових і газових свердловин основним способом буріння є обертовий.

Цей спосіб буріння зумовлює обертання як усієї бурильної колони (роторний і комбінований способи буріння), так і її невеликої частини (буріння вибійними двигунами).

В обох випадках має місце виникнення крутних коливань. Однак, якщо при роторному способі буріння крутні коливання в основному шкідливо впливають на елементи бурильної колони і, внаслідок їх порівняно малої величини, з ними можливо миритися, то вплив крутних коливань на роботу вибійних двигунів є вельми суттєвим.

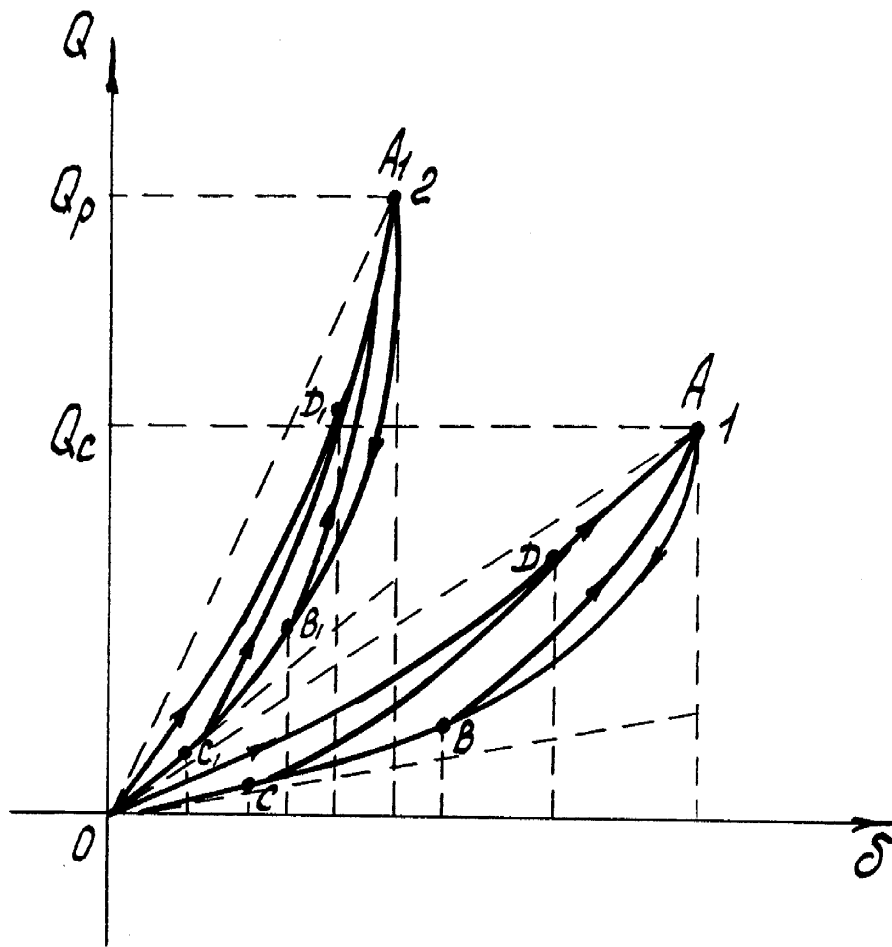


Рис.5.7. Залежність ходу бурового амортизатора від зовнішнього немонотонного навантаження стиску Q_c та розтягу Q_p :

- 1- випадок, коли ступені амортизатора працюють послідовно;
- 2- випадок, коли ступені амортизатора працюють паралельно.

Відчутний вплив крутні коливання здійснюють і на роботу різноманітних технологічних систем, таких як вибірні моментоміри, датчики технологічних параметрів процесу буріння, телеметричні системи різного призначення та інші.

Характерною особливістю бурових амортизаторів поздовжніх і крутних коливань є наявність вузла передачі крутних і поздовжніх переміщень пружному елементу амортизатора. Такими вузлами є гвинтові багатозаходові несамогальмівні передачі, спеціальні пари тертя, оболонкові пристрої, пластинчаті та торсійні муфти, муфти з гнучкою ланкою і ін.

При бурінні глибоких свердловин нерідко зустрічаються родовища нафти і газу з підвищеним вмістом сірководню і вуглекислого газу. Середовище, яке вміщує ці гази, є досить небезпечним у відношенні корозії і сульфідного корозійного руйнування металу окремих високонапружених ланок бурильної колони. Такою ланкою безумовно є пружний елемент бурового амортизатора. Як показав досвід використання амортизаторів буровими підприємствами нафтових районів Росії (Поволжя), тут не обійтись без надійної ізоляції пружного елемента та вузла передачі крутного моменту від зовнішнього середовища.

На рис. 5.8 зображено буровий амортизатор поздовжніх і крутних коливань [18], в якому пружний елемент та вузол передачі крутного моменту ізолювані від зовнішнього середовища. Він складається з перехідника 1, корпуса 4, ствола 2, пружного елемента, що включає поршні 5, 8, 9, оболонку 7 та заповнювач 6. Вузол передачі крутного моменту цього бурового амортизатора виконано у вигляді гвинтового багатозаходового несамогальмівного трапецієподібного різьового з'єднання (гайка 12, гвинт 13).

Система ізоляції включає верхній 3 і нижній 15 кільцеві поршні, простір між якими через отвір ніпеля 16 заповнений мастилом. Зверху і знизу на відповідні поршні 3 та 15 діє тиск флюїдів свердловини.

Працює амортизатор таким чином. Прикладене через перехідник 17 до гвинта 13 осьове навантаження і крутний момент змушують гвинт заходити всередину гайки 12. Обертаючись на певний кут, гвинт здійснює поступальний рух вздовж осі амортизатора. При цьому кільця упорного підшипника 10 передають на

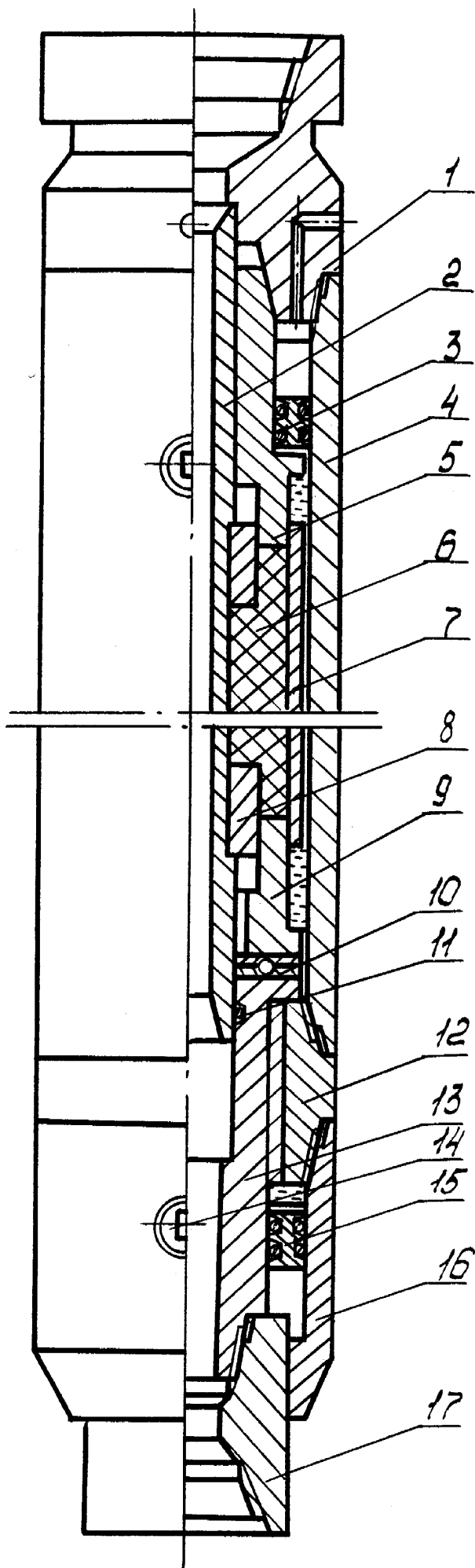


Рис. 5.8. Буровий амортизатор АПО (д,з)39Г:

1-перехідник; 2-ствол; 3-верхній кільцевий поршень; 4-корпус; 5,8,9-поршні; 6-заповнювач; 7-оболонка; 10-упорний підшипник; 11-ущільнення; 12-гайка; 13-гвинт; 14-пробка; 15-кільцевий поршень; 16-ніпель; 17-перехідник.

пружний елемент стискаюче навантаження. Подальший принцип роботи бурового амортизатора поздовжних і крутних коливань є аналогічним принципу роботи конструкції, що зображена на рис. 5.3, оскільки є її модернізованим варіантом.

5.3.1. Розрахунок вузла передачі крутного моменту бурового амортизатора поздовжних і крутних коливань.

Щоб мати можливість використовувати результати теоретичних досліджень, що отримані для бурових амортизаторів, які працюють на стиск, для аналізу крутних коливань і взаємодії обертового і поступального рухів елементів бурового амортизатора поздовжних та крутних коливань, необхідно розглянути питання про силові та кінематичні перетворення у вузлі передачі крутного моменту. Такий вузол у розглянутій конструкції бурового амортизатора вибрано у вигляді несамогальмівної гвинтової пари.

Крутний момент M в різі перетворюється в осьову силу

$$Q_M = \frac{2M}{D \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} , \quad (5.1)$$

де α - кут підйому різі, φ - кут тертя, D - середній діаметр гвинтової пари.

Розглянемо питання про сили опору. Крутний момент створює в різі колову силу

$$\Phi = 2M/D . \quad (5.2)$$

Сила нормального тиску $\Phi \operatorname{cosec} \alpha$ створює силу тертя

$$F_T = \Phi \operatorname{tg} \varphi \operatorname{cosec} \alpha ,$$

яка проектується на напрям осьового переміщення

$$F_{TZ} = \Phi \operatorname{tg} \varphi$$

і на напрям обертання

$$F_{TB} = \Phi \operatorname{tg} \varphi \operatorname{ctg} \alpha .$$

Обертові коливання відбуваються кінематично зв'язано з поступальними, при цьому момент опору у гвинтовій парі буде

$$M_R = I \ddot{\beta} + F_{TB} D/2 ,$$

де I - кінематичний момент інерції.

Проектуючи це співвідношення на напрям осьового переміщення, з врахуванням формули (5.2) отримуємо

$$R_z = \frac{4I}{D^2} \operatorname{ctg}^2 \alpha \ddot{Z} + \frac{2M}{D} \operatorname{tg} \varphi \operatorname{tg}^2 \alpha \operatorname{sgn} \dot{Z} . \quad (5.3)$$

Перший член виразу (5.3) являє собою даламберові сили інерції, другий - вплив сухого тертя у гвинтовій парі.

Таким чином, при взаємодії осьових та крутних коливань на оболонковий пружний елемент діє осьове навантаження, яке складається з власне осьового навантаження, навантаження (5.1), що передається гвинтовою парою, а також сили опору (5.3). Оскільки маса об'єктів віброзахисту велика у порівнянні з масою рухомих частин гвинтової пари, то при складанні рівнянь інерційними членами у формулі (5.3) можна знехтувати.

5.4. Виробництво та використання бурових амортизаторів.

На сьогодні окремі зразки бурових амортизаторів, у тому числі і конструкції автора, виготовляють малими партіями в умовах механічних майстерень трубних баз бурових підприємств (Долинське, Івано-Франківське, Надвірнянське УБР, ДП "Укрбургаз") і використовують у випадках, коли без амортизатора бурити вкрай важко, чи то взагалі неможливо через високу ймовірність виникнення аварійної ситуації. Отож, бурові амортизатори виготовляють за вартістю одиничного або дрібносерійного виробництва. Тому витрати на виготовлення, а, відповідно, і вартість бурових амортизаторів є досить високими. Таке становище легко виправити, освоївши в Україні серійний випуск бурових амортизаторів різного призначення на одному із заводів нафтового обладнання.

Практика використання бурових амортизаторів з оболонковими пружними елементами при бурінні глибоких свердловин на Прикарпатті та в інших районах України показала, що довговічність їх роботи залежить від стійкості корпусних деталей, що в свою чергу залежить від співвідношення типорозмірів долота і бу-

рового амортизатора, способу буріння, якості очистки бурового розчину і вибою свердловини від вибуреної породи та ін.

Відділом моделювання демпфуючих систем ІППММ НАН України за участю автора розроблена технічна документація на весь нормальний ряд бурових амортизаторів АПО(м)38К (рис. 5.1), АПО(д)39К (рис. 5.3) і на окремі типорозміри АПО(д, з)39Г (рис. 5.8). Карпатською інженерною фірмою за участю автора розроблена технічна документація на весь нормальний ряд бурового амортизатора АПО(м)39К (рис. 5.2) і на буровий амортизатор АБП39К Ø240мм. Документація розроблялась за господарськими договорами з ДП “Укрбургаз” і передана замовнику для виготовлення дослідних зразків та малих партій для власного використання. Всі дослідні зразки, що проходили випробування на бурових підприємствах ДП “Укрбургаз”, відповідали вимогам технічного завдання і технічної документації та рекомендовані до серійного виробництва. Річний економічний ефект від впровадження бурових амортизаторів з диференційними поршнями, що були включені в план нової техніки 1994 року, склав 900 млн. крб. (див. додатки А-В). ДП “Укрбургаз” передав документацію на буровий амортизатор АБП39К Калуському заводу “Нафтомаш” для освоєння серійного виробництва.

Конструктивні особливості бурових амортизаторів повинні розглядатися у контексті з технологією їх використання при бурінні глибоких нафтових і газових свердловин з урахуванням виконання ними функцій захисного, технологічного і техніко-економічного характеру.

Найбільш простою, надійною і дешевою є базова конструкція бурового амортизатора поздовжніх коливань АПО(м)38К. Ця конструкція призначена для забурювання і буріння глибоких нафтових і газових свердловин при нормальних режимах буріння.

При ймовірності частих посадок і ударів бурильного інструмента та при форсованих режимах буріння доцільно використовувати буровий амортизатор АПО(м)39К.

При бурінні викривлених свердловин, або ж їх горизонтальних ділянок, коли довжина бурового амортизатора має вплив на поперечну жорсткість КНБК використовують короткі бурові амортизатори АПО(д)39К, а у випадках наявності в свердловині підвищеного вмісту сірководню і вуглекислого газу та необхідності гасіння крутих коливань - АПО(д, з)39Г.

При необхідності встановлення бурових амортизаторів як в стиснутій так і в розтягнутій частинах бурильної колони слід використовувати бурові амортизатори подвійної дії. Це значно зменшить необхідний парк бурових амортизаторів і підвищить ефективність їх використання. При бурінні свердловин середньої глибини доцільно використати бурові амортизатори АБП40К та АБП(м)40К, при бурінні глибоких свердловин і форсованих режимах буріння - АБП39К.

Таким чином, правильний вибір конструкції, типорозміру, пружної характеристики бурового амортизатора є основою для більш повного використання його функціональних можливостей, вирішення поставлених технічних і технологічних задач і значного підвищення техніко-економічних показників буріння свердловин.

Висновки до розділу 5

У п'ятому розділі запропоновано ряд конструкцій бурових амортизаторів різного призначення з розширеним діапазоном експлуатаційних характеристик, які відрізняються від відомих за такими ознаками:

- значно розширеним діапазоном робочих навантажень, при цьому використано три основні схеми побудови систем пружних елементів бурового амортизатора:

- а) послідовне встановлення пружних ланок з несучими елементами різної податливості;

- б) послідовне включення пружних ланок в паралельну роботу;

- в) застосування диференційних (телескопічних) поршнів;

- подвійністю дії, причому забезпечується ефективна робота всіх ланок амортизатора при роботі як в стиснутій так і в розтягнутій частинах бурильної колони, а для буріння глибоких свердловин передбачено можливість варіювання експлуатаційних характеристик амортизатора у залежності від напрямку дії навантаження;

- захищеністю (при необхідності) пружного елемента та вузла передачі крутного моменту від впливу зовнішнього середовища;

- підвищеною працездатністю, що досягається за рахунок кращої адаптації оболонкових пружних ланок до роботи в умовах свердловини та оптимального вибору вузлів передачі крутного моменту.

Таким чином, з появою нових ознак представлені бурові амортизатори забезпечують широкий діапазон регулювання експлуатаційних параметрів, повністю відповідають вимогам роботи в умовах свердловини, є працездатними, надійними та ефективними.

ВИСНОВКИ

В результаті виконання наукових досліджень у дисертаційній роботі розв'язано комплекс важливих задач спрямованих на розробку працездатних та ефективних бурових амортизаторів.

1. Проведено аналіз існуючих засобів, способів та пристроїв, що запропоновані на сьогодні для зменшення вібрацій при бурінні свердловин. Визначено, що найбільш перспективними для подальшого розвитку і впровадження на виробництві є бурові амортизатори. Здійснено класифікацію бурових амортизаторів за конструктивними ознаками та технологічними параметрами. Визначено, що серед відомих класів конструкцій найбільш ефективними і надійними виявились бурові амортизатори з оболонковими пружними елементами. Перелічено експлуатаційні, конструктивні та технологічні недоліки основних вузлів відомих оболонкових бурових амортизаторів, що не дозволили їм в повній мірі розкрити свій потенціал та визначено шляхи їх вдосконалення.

Виділено два напрямки контактних задач теорій оболонок, пластин, стержнів із сухим тертям, що є найбільш придатними для інженерного дослідження фрикційної взаємодії контактуючих тіл при розрахунку оболонкових пружних елементів.

2. Знайдено ряд нових технічних рішень, спрямованих на підвищення ефективності та працездатності пружних елементів на базі суцільних оболонок обертання (розширення діапазону робочих навантажень, підвищення несучої здатності, надійна герметизація внутрішнього об'єму конструкції).

Запропоновані пружні елементи з м'якими та жорсткими вузлами трансформації переміщень на базі розрізаних вздовж твірної циліндричних оболонок, знайдені технічні рішення для зниження і регулювання жорсткості, підвищення несучої здатності, зменшення матеріалоемності, забезпечення, при потребі, нелінійної характеристики та необхідного рівня працездатності цих пружних елементів в екстремальних температурних умовах.

3. Сформульована контактна задача про фрикційну взаємодію циліндричної

ортотропної оболонки з деформівним заповнювачем. Побудовано аналітичний розв'язок змішаної задачі, визначена довжина зони проковзування. Здійснено механіко-математичне моделювання поведінки пружного елемента з несучою ланкою у вигляді розрізаної вздовж твірної циліндричної оболонки в умовах експлуатаційних навантажень. Отримано прості формули для визначення осадки штовхачів та максимального експлуатаційного навантаження пружного елемента, що є придатними для інженерних розрахунків.

З допомогою методики квазістатичного аналізу конструкційного демпфування в малорухомих неконсервативних оболонкових системах з деформівним заповнювачем описані петлі конструкційного гістерезису у пружному елементі, досліджена залежність величини розсіяної енергії від коефіцієнта асиметрії цикла.

4. Експериментально доведено вплив на величину податливості оболонкових пружних елементів трьох основних конструктивних факторів:

- довжини робочої частини оболонки ;
- товщини оболонки ;
- коефіцієнта тертя пари оболонка-заповнювач.

При цьому встановлено:

- осадка поршнів інтенсивно зростає із збільшенням довжини робочої частини оболонки до певної межі з подальшим незначним зростанням;
- осадка поршнів зменшується при збільшенні товщини оболонки та при збільшенні коефіцієнта тертя пари оболонка-заповнювач.

Отримано експериментальні діаграми конструкційного демпфування пружного елемента.

В загальному виявлено добру збіжність результатів експерименту з результатами, отриманими з допомогою аналітичних залежностей, що засвідчує адекватність вибраної розрахункової моделі та вірність теоретичних висновків і дозволяє рекомендувати отримані аналітичні вирази для розрахунку оболонкових пружних елементів бурових амортизаторів.

5. Запропоновано ряд конструкцій бурових амортизаторів. Перевагами цих конструкцій порівняно з відомими є:

- значно розширений діапазон робочих навантажень, при цьому використано три основні схеми побудови систем пружних елементів бурового амортизатора: а) послідовне встановлення пружних ланок з несучими елементами різної податливості, б) послідовне включення пружних ланок в паралельну роботу, в) застосування диференційних (телескопічних) поршнів;

- подвійність дії, причому забезпечується ефективна робота всіх ланок амортизатора при роботі як в стиснутій, так і в розтягнутій частинах бурильної колони, а для буріння глибоких свердловин передбачено можливість варіювання експлуатаційних характеристик амортизатора в залежності від напрямку дії навантаження;

- захищеність (при необхідності) пружного елемента та вузла передачі крутного моменту від впливу зовнішнього середовища;

- підвищена працездатність, що досягається за рахунок кращої адаптації оболонкових пружних ланок до роботи в умовах свердловини та оптимального вибору вузлів передачі крутного моменту.

Запропоновані зразки віброзахисних пристроїв володіють рядом нових технічних рішень, що захищені охоронними документами, і за основними оціночними параметрами перевершують відомі зразки.

Результати теоретичних та експериментальних досліджень дисертаційної роботи використані Карпатською науково-інженерною фірмою та відділом моделювання демпфуючих систем ІППММ НАН України при розрахунку та проектуванні реальних конструкцій бурових амортизаторів.

Розроблені пружні елементи поряд з нафтовою і газовою промисловістю (бурові амортизатори, пружні шпинделі вибійних двигунів, амортизатори ШСНУ та ін.) можуть бути рекомендовані для використання в інших галузях промисловості, наприклад, в ролі пружних підвісок вибивних і транспортуючих модулів автоматичних ліній ливарного виробництва, на гірничозбагачувальних підприємствах, будівництві, транспорті, а також для віброзахисту деяких вузлів спеціальної техніки.

Література

1. Владиславлев В.С. Разрушение пород при бурении скважин. - М.: Гостоптехиздат, 1968.-241с.
2. Балицкий П.В. Взаимодействие бурильной колонны с забоем скважины.- М.:Недра, 1975.-294с.
3. Ангона Ф.А. Затухание колебаний в колонне буровых труб и его значение для метода бурения с поверхностным вибратором // Конструирование и технология машиностроения.Труды американского общества инженеров-механиков.-1965.- вып.2.-С.25-30.
4. Пехньо М.И., Цыхан А.И. Бурение нефтяных и газовых скважин с применением наддолотных амортизаторов.-К.:Наукова думка, 1971.-126с.
5. Копылов В.Е., Чистяков Ю.А., Мухин Э.М. Вибрации при алмазном бурении.- М.:Недра, 1967.-128с.
6. Эскин М.Г., Исагенко Л.Е. Определение мощности, расходуемой забойным двигателем на вибрацию бурильной колонны // Нефтяное хозяйство.-1971.-№6.- С.13-19.
7. Васильев Ю.С., Никитин Ю.Ю. Регулирование динамической нагрузки на долото // Бурение.-1974.-№9.-С.12-14.
8. Симонов В.В., Юнин Е.К. Влияние колебательных процессов на работу бурильного инструмента.-М.:Недра,1977.-216с.
9. Instantaneous logging based on a dynamic theory of drilling/Lutz J.,Rayn M.,Gstalder S. and of hers // Journal of Petroleum Technology.-1972.-.№24.-P.750-758.
10. Величкович С.В. Повышение эффективности бурения скважин // ЭИ.Бурение.- 1986.- №9.-С.5-8.
11. Пановко А.Г. Введение в теорию механических колебаний.- М.: Наука, 1971.-240с.
12. Тимофеев Н.С., Ворожбитов М.И., Шумилов В.П. Экспериментальная оценка энергетических затрат на вибрации бурильной колонны при турбинном бурении // Машины и нефтяное оборудование.-1971.-№2.-С.14-15.

13. Лебедев Н.Ф. Динамика гидравлических забойных двигателей.-М.:Недра,1981.- 251с.
14. Керимов З.Г. Динамические расчеты бурильной колонны.-М.:Недра.1973.- 203с.
15. Величкович А.С. Оптимізація роботи оболонкових пружних елементів бурових амортизаторів// Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Сер. буріння нафтових і газових свердловин.-Ів.-Франківськ:ІФДТУНГ.-1996.-№33.-С.112-117.
16. Величкович А.С. Пружні елементи бурових амортизаторів з розширеним діапазоном робочих навантажень// Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Сер. буріння нафтових і газових свердловин.-Ів.-Франківськ:ІФДТУНГ.- 1997.-№34.-С.51-57.
17. Величкович А.С. Віброзахисні пристрої з оболонковими пружними елементами // Тези наук.-технічної конференції професорсько-викладацького складу університету.-Ів.-Франк.: ІФДТУНГ.- 1998.-С.35.
18. Пат. 2088741 РФ, МКИ 6 Е21 В 17/07. Забойный амортизатор/Величкович А.С. (Украина).- № 5031221/03; Заявл.09.03.92; Опубл. 27.08.97, Бюл.№24.
19. Величкович А.С., Величкович С.В. Особливості конструкцій та параметрична оптимізація оболонкових пружних елементів//Тези доп. IV Міжнародна конференція з механіки неоднорідних структур.-Тернопіль: ТПУ ім. І.Пулюя.- 1995р.- С.22.
20. Шацький І.П., Шопа В.М., Величкович А.С. Розрахунок демпфера з розрізаною циліндричною оболонкою// Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Сер. нафтопромислове обладнання.-1998.-Т.4, №35.-С.31-38.
21. Величкович С.В., Величкович А.С. Виброзащитные устройства с оболочечными упругими элементами//Тез. докл. XVI конф. по вопросам рассеяния энергии при колебаниях механических систем.-Киев: Институт проблем прочности АН Украины.- 1992г.-С.10.
22. Величкович А.С., Величкович С.В. Упругий елемент бурового амортизатора для бурення скважин в аномальних температурних умовах // Хим. и нефтегазовое машиностроение.- 1998.-№12.-С.38-39.

23. Пат. 2031270 РФ, МКИ 6F16 F 1/42. Амортизатор/Величкович С.В., Шопа В.М., Кравец П.Е., Михайлов В.Е., Величкович А.С. (Украина).- №5015604; Заявл. 20.03.91; Оpubл. 20.03.1995, Бюл. №8.
24. А.с. 1719741 СССР, МКИ F16 F 1/40. Упругий элемент/С.В.Величкович, В.М.Шопа, А.С.Величкович, И.П.Шацкий, И.И.Попадюк (Украина).- №4692369; Заявл.22.05.89; Оpubл. 15.03.1992, Бюл. №10.
25. Шопа В.М., Величкович А.С. Особенности конструкций та параметрична оптимізація оболонкових пружних елементів бурових амортизаторів// Тези доп. наук.-техн. конференції професорсько-викладацького складу університету .-Івано-Франківськ: ІФДТУНГ.- 1997.-С.105.
26. Величкович А.С., Величкович С.В. Особенности проектирования та оптимізація оболонкових пружних елементів віброзахисних систем // Тези доп. Міжн. наук. конф. "Сучасні проблеми механіки і математики".-Львів:ІППММ НАН України.- 1998.-С.52.
27. Величкович А.С., Величкович С.В. Техніка і технологія віброзахисту та регулювання динамічного режиму бурильної колони// Тези доп. І Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків.-Львів: Політех. інст.- 1993р.-С.221.
28. Величкович А.С., Величкович С.В. Забойный амортизатор с оболочечным упругим элементом переменной жесткости // Хим. и нефтяное машиностроение.- 1994.-№8.-С.10-11.
29. Величкович А.С., Величкович С.В. Буровые амортизаторы двойного действия для регулирования динамического режима бурильной колонны// Хим. и нефтегазовое машиностроение.- 1997.-№6.-С.20-22.
30. А.с. 1601315 СССР, МКИ E21 B 17/07. Забойный амортизатор/А.С.Величкович, С.В.Величкович (СССР).- №4436948; Заявл.22.06.89; Оpubл. 23.10.90, Бюл.№39.
31. Пат 2015295 РФ, МКИ 5 E21 B 17/07. Буровой амортизатор /Величкович С.В., Шопа В.М., Величкович А.С., Яремак О.Ф. (Украина).- №5018703; Заявл. 11.11.91; Оpubл. 30.06.94, Бюл.№12.
32. Мирзаджанзаде А.Х., Керимов З.Г., Копейкис М.С. Теория колебаний в нефтепромысловом деле.-Баку:Маариф,1976.-308с.

33. Работа бурильной колонны в скважине / Б.З.Султанов, Е.И.Ишемгужин, Н.Х.Шаммасов и др.-М.:Недра,1973.-215с.
34. Армянинов Г.Ф. К вопросу исследования крутящих моментов и кинематики шарошечных долот: Дис...канд.техн.наук.-М.,1979-165с.
35. Владиславлев В.С., Яфаров А.У. Перераспределение баланса мощности на долоте при изменении скорости вращения//Нефтяное хозяйство.-1968.-№11.-С.13-15.
36. Лебедев Н.Ф., Сесюнин Н.А. О форме низа бурильной колонны в скважинах// Нефть и газ.-1977.-№4.-С.27-31.
37. Кигигин С.С., Грискин Е.Н. Исследование резонансных режимов работы бурового инструмента при бурении сверхглубоких скважин .-Харьков: изд. АН УССР, 1984.-205с.
38. Богданов В.И., Кулябин Г.А. Анализ крутильных колебаний бурильной колонны методом выявления скрытых периодичностей //Проблемы нефти и газа Тюмени.-1973.-№19.-С.20-22.
39. Куликовский Л.Ф.,Мотов В.В., Волков И.И. Способ определения момента возникновения неустойчивости работы турбобура на забое по коэффициенту эксцесса случайных колебаний колонны бурильных труб. // Нефть и газ.-1972.-№1.-С.92-96.
40. Норин В.Н., Лурье Л.И. Колебания скорости вращения диска с неподвижной осью под действием нелинейных моментов//Приближенное решение краевых задач и функциональных уравнений.-Пермь: Тр.ППИ.-№152.-Пермь,1974.-С.133-137.
41. Ткаченко В.И., Тюрин И.П., Морозов И.А. О возможных путях снижения аварийности с УБТ при роторном бурении // Повышение работоспособности бурильных, обсадных и насосно-компрессорных труб.-Куйбышев:ВНИИТнефть, 1982.-С.40-44.
42. Митчел Р.Ф., Аллен М.Б. Исследование поперечных вибраций тяжелого низа бурильных колонн //Нефть, газ и нефтехимия за рубежом.-1985.-№4.- С.30-34.

43. Юнин Е.К. Низкочастотные колебания бурильного инструмента.-М.:Недра, 1983.-132с.
44. Янтурин А.Ш. Влияние параметрических колебаний на долговечность упруго-деформированной многоопорной балки //Тр. Куйбышев. политехн. ин-т.-1984.-Ч.2.-С.281-286. Деп. в ВИНТИ 08.04.85, №2357-85.
45. Янтурин А.Ш. К вопросу о релаксационных колебаниях продольно сжатых стержней при наличии геометрических связей на перемещения //Тр.Куйбышев. политехн. ин-т.-1984.-Ч.2.-С.271-280. Деп. в ВИНТИ 08.04.85, №2357-85.
46. Балицкий В.П. Экспериментальные исследования высокочастотных продольных колебаний бурильной колонны//РНТС Сер. машины и нефтяное оборудование.-М.:ВНИИОЭНГ.- 1979.-№11.-С.9-11.
47. Добней И.Г. Экономические разрезы рационального использования бурильных труб//Техника и технология буровых и горных разведочных работ.-1972.-№9.-С.8-12.
48. Романенко В.В. Средства управления динамикой бурильного инструмента // Обзорная информация.Серия машины и нефтяное оборудование.-М.:ВНИИОЭНГ, 1986.-60с.
49. Шопа В.М., Величкович С.В., Шацкий И.П., Попадюк И.И. Оболочечные упругие элементы: основы конструирования.-Львов.:1990.-62с.-(Препринт АН УССР).
50. Борецкий В.Г., Векерик В.И. и др. Опыт применения устройств для изменения динамического режима работы бурильной колонны//Нефтегазовая геология, геофизика и бурение.-1985.-№2.-С.31-33.
51. Цкипуришвили Н.Д. Наддолотные амортизаторы типа ВГАЗ «Грузия»// Машины и нефтяное оборудование.-1973.-№2.-С.33-34.
52. Шелепин Е.И., Чайковский Б.И., Огородников П.И. К вопросу о применении наддолотных амортизаторов при бурении нефтяных и газовых скважин // Разв. и разработка нефт. и газ. месторождений.-Львов.-1966.-№ 3.
53. Огородников П.И. К вопросу теории компенсации вибраций бурового инструмента // Разв. и разработка нефт. и газ. месторождений.-Львов.-1966.-№2.

54. Борецкий В.Г., Сурнин Л.С., Черепюк И.Д., Огородникова Г.Н. Результаты применения амортизатора при бурении нефтяных и газовых скважин в твердых породах // Разв. и разработка нефт. и газ. месторождений.-Львов.-1972.-№9.
55. Польовий Б.М., Шопа В.М. Підвищення техніко-економічних показників буріння шляхом застосування амортизаторів коливань бурильної колони //Вісник Академії наук Української РСР.-Київ: Наукова думка.-1982.-№1.-С.45-50.
56. Амортизатор типа S фирмы HUSCLOG//Изделия и различные виды служб для бурения и эксплуатации нефтяных и газовых скважин. NL Petroleum Services/NL Industries, Inc.-1986.-С.16-17.
57. Бойко В.Г., Копылов В.Е. Бурение с амортизатором в Тюменской области // Бурение.-1979.- №3.
58. Залкин С.Л., Моисеев М.П., Горшин Л.А. Наддолотный амортизатор. А.с. №305861. Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки.- 1971.- №3.
59. Кондрат Ф.Ф., Ероменко В.В., Зубрицкий Г.В.и др. Амортизатор наддолотный. А.с. №181574. Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки.- 1976.- №10.
60. Александров М.М. Некоторые вопросы динамического взаимодействия шарошечных долот с забоем скважин// Процессы разрушения горных пород и пути ускорения бурения скважин.-М., 1979.-С.183-186.
61. Вареник В.А., Буцкий А.Л., Мациевский В.П. Наддолотный амортизатор.А.с. №1377786.Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки.- 1971.- №25.
62. Зозуля В.В. Осесимметричная контактная задача для цилиндрических оболочек с учетом сил трения и определение грузоподъемности клинозажимных устройств:Автореф. дис. ... канд. техн. наук.-Харьков, 1984.-22с.
63. Кантор В.Я., Зозуля В.В. Контактные задачи теории оболочек: математические аспекты проблемы//ИПМ АН УССР.-Харьков, 1988.-95с.-Деп. вВИНИТИ, 1988, №1251-В88.

64. Осадчук В.А., Николишин М.М., Регейко С.П. Влияние упругого заполнителя на напряженное состояние замкнутой цилиндрической оболочки с системой трещин//Мат. методы и физ.-мех. поля.-1979.-Вып.9.-С.70-76.
65. Осадчук В.А. Напряженно-деформированное состояние и предельное равновесие оболочек с разрезами.-Киев:Наук. думка, 1985.-224с.
66. Мяснянкин Ю.М., Свиридов Ю.Т., Спорыхин А.Н. К теории безмоментных многослойных цилиндрических оболочек с учетом трения между слоями//Анал. и числ. методы решения задач мех. деформир. тверд.тела. –Воронеж:Воронеж.ун-т., 1990.-С.91-97.Деп. в ВИНТИ, 12.06.90,№3346-В90.
67. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия.-М.:Мир, 1989.-509с.
68. Пелех Б.Л. Обобщенная теория оболочек.-Л.: “Вища школа”, 1978.
69. Афанасьев П.П. Конструкционное демпфирование.-М.:МАИ, 1972.-97с.
70. Максак В.И., Митрофанов Б.П. О рассеивании энергии в упругом дискретном контакте//Изв. Томск. политехн. ин-та.-1976.-№209.-С.23-26.
71. Решетов Д.Н., Палочкин С.В. Демпфирование колебаний в компенсирующих муфтах// Машиностроение.-1981.-№12.-С.13-18.
72. Матвеев В.В. Демпфирование колебаний деформируемых тел.-К.:Наук.думка, 1985.-264с.
73. Пелех Б.Л., Черепюк И.Д. Об одной задаче для цилиндрической оболочки с упругим наполнителем при учете сил трения //Физико-химическая механика материалов.-1972.-Т.8, №5.
74. Шелепин Е.И., Черепюк И.Д., Огородников П.И. Анализ потерь на трение в буровых амортизаторах// Разв. и разработка нефт. и газ. Месторождений.-1970.-№ 6.
75. Полевой Б.Н., Шопя В.М. Определение длины упругих элементов оболочечных пружин// Вестник машиностроения.-1984.- №8.-С.24.
76. Попадюк І.Й. Фрикційна взаємодія циліндричних оболонок з деформівним заповнювачем.Автореф. дис. ... канд. ф.-м. наук: 01.02.04/ІППММ НАН України.- Львів, 1993-16с.

77. Willcox H.G., Karle A.P., Chavez H.R. Shock-absorbing tools speed drilling// Oil and Gas J.-1977.- № 14.-P.149-159.
78. Тимофеев Н.С., Ворожбитов М.И., Шумилов В.П. Экспериментальная оценка энергетических затрат на вибрации бурильной колонны при турбинном бурении //Машины и нефтяное оборудование.-М.: "ВНИИОЭНГ".- 1971.- №2.- С.14-15.
79. Павлова Н.Н., Шрейнер Л.А. Экспериментальное изучение скорости нагружения на процесс деформации горных пород// Сопротивляемость горных пород разрушению при добывании.- М.: АН СССР.- 1982.- С.84-89.
80. Залкин С.Л., Липский В.А., Щебылкин В.Г. Влияние виброгасителей наддолотных амортизаторов на показатели бурения скважин и повышение стойкости бурового инструмента и оборудования// Труды I Всесоюзной конференции по динамике и прочности нефтепромыслового оборудования.-Баку: АЗИННефтехим.- 1974.- С.61-64.
81. Огородников П.И., Столяров В.А. Наддолотный амортизатор, А.с. №386423. Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки.- 1973.- №26.
82. Пат. 3900190 США, МКИ F16f 3/06. Spring assembly / Russold M., Scheck R., Sidan H.(США).-Опубл.19.08.85; НКИ 396/739.
83. Шопа В.М., Шацкий И.П., Попадюк И.И.Фрикционное взаимодействие цилиндрической оболочки с упругим наполнителем//Докл. АН УССР Сер.А.-1989, №3-С.48-50.
84. Шопа В.М., Попадюк И.И. Механико-математическое моделирование оболочечных конструкций с деформируемым наполнителем//Тез.докл.III Всес. конф. по механике неоднородных структур.-Львов: ИППММ АН УССР.- 1991.-Ч.2.- С.366.
85. Шопа В.М., Шацкий И.П., Попадюк И.И. Элементарный расчет конструкционного гистерезиса в оболочечных пружинах //Вестн. машиностроения.-1989.- №3.-С.31-32.
86. Калинин Н.Г., Лебедев Ю.А., Лебедев В.И. Конструкционное демпфирование в неподвижных соединениях.- Рига: Изд-во АН Латв.ССР.-1960.- 174с.

87. Универсальная испытательная машина до 50 тонн тип УИМ-50м, описание и инструкции по пользованию и уходу/Под ред. Б.Я.Болтянского.-Харьков: Харьковский политехнический институт,1979.-85с.

ДОДАТКИ

№ 24

Додадок А

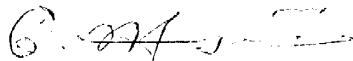
Д О В І Д К А

Видана Величковичу Андрію Семеновичу в тому, що він дійсно працював в тимчасовому творчому колективі по виконанню договору №1/96 від 3 січня 1996 року "Дослідно-конструкторські роботи по створенню бурового амортизатора подвійної дії діаметром 240 мм", при цьому були використані результати його дисертаційної роботи.

Директор

Карпатської науково-

інженерної фірми



Б. Д. Жуган

Додаток Б

Виписка з плану впровадження
заходів нової техніки, передової
технології, механізації і автоматизації
виробничих процесів по ДП "Укрбургаз"
на 1994 рік

Шифр	Назва	Одиниця вим.	План на рік	в т.ч. по кварталах												Очік. екон. ефект		Підпр. відпов. за впровадж.	Організац. автор розробки	Завод виготовлювач
				I квартал		II квартал		III квартал		IV квартал		нагур. вимір.	в млн. крб.							
				план	факт	план	факт	план	факт	план	факт									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17				
Б-04	Буріння свердловин з використанням наддолотних амортизаторів	шт	8	1	2	2	5	2	6.0	3	9		70.0	УБР	ПП	ЦБВО				
		шт	3	1	-	1	1	1	2.0	1	3		27.0	ХУБР	ММ	ДП				
		шт	2	-	1	1	1	-	1.0	1	2		16.0	ШУБР	АН	"Укрбургаз"				
		шт	3	1	1	3	3	1	3.0	1	4		27.0	ПУБР	України					

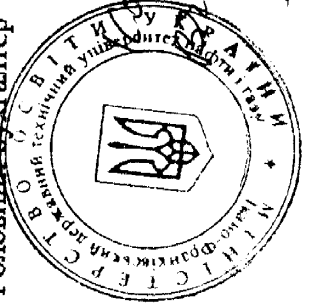
Підпис:

Головний інженер

Филь В.Г.

Головний бухгалтер

Губенко П.О.



Филь В.Г.
Губенко П.О.

Додаток В

Виписка із звіту про виконання
плану впровадження нової техніки
за 1994 рік по ДП "Укрбургаз"

Форма 2НГ

Завдання по впровадженню нової техніки	Одиниця виміру	Код, шифр завдання по плану	Рік введення об'єкта	Об'єм роботи		Витрати на впровадження всього млн. крб.	Число умовно звільнених працівників, людей		Приріст прибутку від впровадження заходів, млн. крб.			Річний економічний ефект, млн. крб.		
				по плану на рік	факт за рік		у розрах. на рік	у звітному році	у розрах. на рік	у звітному році	у розрах. на рік		у звітному році	
1		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Буріння свердловин з використанням надпотужних амортізаторів(а.с. № 1104319) і інших конструкцій	шт.	Б-04		8	9	-	3.1	-	900.0	900.0	-	-	900.0	-

Підписи:

Головний інженер

Філь В.Г.

Головний бухгалтер

Губенко П.О.



Колія Вільно
Виконувач обов'язків
Головного бухгалтера
Губенко П.О.


Додаток Д
ДОВІДКА

Видана асп. ІФДТУНГ Величковичу А.С. про те, що основні результати його дисертаційної роботи використані відділом моделювання демпфуючих систем ІППММ НАН України при виконанні держбюджетної теми ВБ 23 \255 та комплексного проекту Держкомітету України з питань науки і технологій 04.14.02\002 К ,завдання 05.53.01\269 "Комплекс обладнання для віброзахисту та регулювання динамічного режиму бурильної колони " .

10.06.98

В.о. керівника Івано-Франківського сектора

ІППММ НАН України



Герега І.І.