

622.245

B 27

**ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ**

ВЕЛИЧКОВИЧ АНДРІЙ СЕМЕНОВИЧ

УДК 622.245 (043)

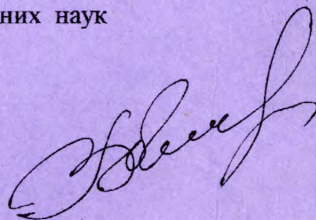
B27

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

05.05.12 – машини нафтової і газової промисловості

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук



Івано-Франківськ – 1999

Дисертація є рукопис.

Робота виконана в Івано-Франківському державному технічному університеті нафти і газу, Міністерство освіти України.

Науковий керівник: кандидат технічних наук Шопа Василь Михайлович, Івано-Франківський державний технічний університет нафти і газу, завідувач кафедри опору матеріалів.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор Петрина Юрій Дмитрович, Івано - Франківський державний технічний університет нафти і газу, завідувач кафедри технології машинобудування;

доктор фізико – математичних наук, професор Осадчук Василь Антонович, державний університет “Львівська політехніка”, завідувач кафедри обладнання та технології зварювального виробництва.

Провідна установа: ВАТ “Український нафтогазовий інститут”, Міністерства енергетики України.

Захист відбудеться 18 лютого 2000 р. о 10 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д20.052.04 в Івано-Франківському державному технічному університеті нафти і газу за адресою: 284019, Україна, м. Івано-Франківськ, вул.

Івано-Франківського
15.

Л.С.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Для підвищення довговічності й надійності машин і механізмів велике значення мають заходи зі зниження вібрацій, що виникають у процесі експлуатації. 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, погіршує умови роботи бурових бригад. Тому, актуальним 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 має специфічний характер: необхідно не повністю погасити вібрації, а забезпечити певний баланс між динамікою породоруйнівного інструменту та рівнем його віброзахисту, що повинно призвести до зростання техніко-економічних показників буріння і, разом з тим, покращити умови роботи бурового обладнання та обслуговуючого персоналу. Тому важливою є здатність бурових засобів віброзахисту ефективно працювати в широкому діапазоні навантажень при необхідному рівні демпфування. Аналіз основних результатів відомих досліджень з питань застосування бурових засобів віброзахисту дозволив зробити висновок, що в більшості випадків адекватність проектних рішень умовам буріння є не достатньою. 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 оболонки, пластин, стержнів та інших несучих елементів виявили, що при достатній працездатності вони не забезпечують високу ефективність засобів віброзахисту бурильної колони. Враховуючи економічну та соціальну необхідність віброзахисту бурового обладнання та інструменту - 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 динамічн

ВБ 23/255 та господарським ;



лони", держбюджетною темою
броку "Дослідно-конструкторські

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

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

Для досягнення зазначеної мети розв’язуються такі задачі. 1. Розробка нових та розширення функціональних можливостей існуючих пружних елементів, їх адаптація до роботи в умовах свердловини. 2. Теоретичні дослідження поведінки оболонкового пружного елемента бурового амортизатора в умовах монотонного та немонотонного навантажень. 3. Розробка нових конструкцій бурових амортизаторів різного призначення з розширеним діапазоном експлуатаційних характеристик. 4. Апробація результатів досліджень в лабораторних та промислових умовах.

Наукова новизна одержаних результатів. Сформульована і розв’язана контактна задача про фрикційну взаємодію циліндричної ортотропної оболонки з деформівним заповнювачем. Побудована механіко-математична модель пружного елемента з несучою ланкою у вигляді розрізаної вздовж твірної циліндричної оболонки, досліджена його поведінка в умовах експлуатаційних навантажень. На основі виконаних досліджень і дослідно-конструкторських робіт розроблені: 1. Пружні елементи з розширеними функціональними можливостями; 2. Конструкції бурових амортизаторів різного призначення з розширеним діапазоном експлуатаційних характеристик.

Практичне значення одержаних результатів. Одержані в роботі результати використовуються 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 [1,2,7,17].

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) [3,15,16] та створені базові конструкції віброзахисних пристроїв (автором побудовані системи пружних елементів бурових амортизаторів, запропоновано засіб адаптації оболонкових пружних елементів до роботи в умовах свердловини) [4-6,8-14]. Особистий внесок автора складає 60%.

Апробація результатів роботи. Основні результати і положення дисертаційної роботи доповідались і обговорювались на XVI конференції з питань розсіювання енергії при коливаннях механічних систем (Івано-Франківськ, 1992), I міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків (Львів, 1993), IV міжнародній конференції з механіки неоднорідних структур (Тернопіль, 1995), науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу ІФДТУНГ (Івано-Франківськ, 1997, 1998), міжнародній науковій конференції "Сучасні проблеми механіки і математики" (Львів, 1998), семінарі кафедри опору матеріалів в ІФДТУНГ та науковому семінарі відділу моделювання демпфуючих систем ІПІММ НАН України.

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

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається із вступу, п'яти розділів, висновків, бібліографічного списку – 87 назв, 4 додатків, 38 ілюстрацій. Загальний обсяг дисертації складає 142 сторінки.

ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі показано актуальність роботи, обгрунтовано напрямки дослідження, подана характеристика їх задач та мети.

У першому розділі розглянуто сучасний стан проблеми віброзахисту та регулювання динамічного режиму роботи бурильної колони. Проведено аналіз існуючих засобів, способів та пристроїв, що запропоновані на сьогодні для зменшення вібрацій при бурінні свердловин. На основі проведеного аналізу 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 (пружного елемента, вузла передачі крутного моменту) відомих оболонкових бурових амортизаторів, що не дозволили їм в повній мірі розкрити свій потенціал та визначено шляхи їх вдосконалення.

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

В другому розділі розглянуті умови роботи пружних елементів бурових амортизаторів, викладені причини, що викликали необхідність розробки нових оболонкових пружних елементів. Подані нові конструкції:

- пружних елементів на базі суцільних оболонок обертання;
- пружних елементів на базі циліндричних оболонок з розрізом вздовж твірної;
- пружних елементів з жорсткими вузлами трансформації переміщень.

Виконання несучих ланок пружних елементів у вигляді циліндричної оболонки з розрізом вздовж твірної розширює клас оболонкових пружних елементів, створюючи можливість використання згину оболонок розімкнутого профілю в умовах, близьких до плоскої деформації.

На основі лабораторних та промислових експериментів здійснено вибір пружного елемента бурового амортизатора. При виборі пружного елемента враховувались його працездатність в умовах свердловини, технологічність і ефективність використання. Кращі техніко-економічні показники забезпечили бурові амортизатори з пружним

елементом, схема якого зображена на рис. 1. Він складається з розрізаної вздовж твірної циліндричної оболонки 1, заповнювача 2, поршнів 3 та технологічної і ущільнюючих втулок (на рис. не показані). Технологічна втулка може розміщуватись між заповнювачем та оболонкою і служить для перекриття розрізу оболонки і запобігання виходу заповнювача крізь розріз при великих питомих тисках.

Працює описаний пружний елемент наступним чином: прикладене до поршнів 3 навантаження стиску змушує їх заходити всередину оболонки 1, стискаючи при цьому заповнювач 2, 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 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.

Для проектування коротких бурових амортизаторів з широким діапазоном робочих навантажень запропоновано пружний елемент з диференційними поршнями.

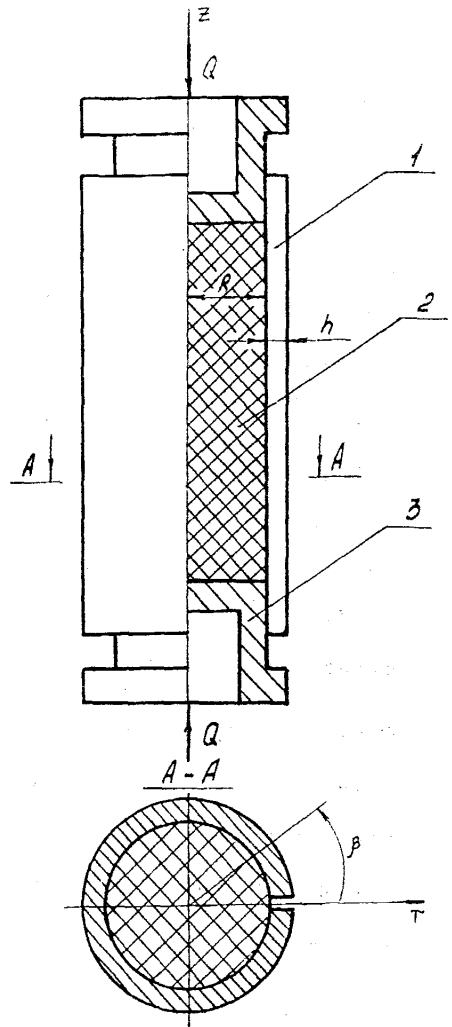


Рис. 1. Пружний елемент з розрізаною вздовж твірної циліндричною оболонкою

Для бурових амортизаторів та інших машин і механізмів, що працюють в екстремальних температурних умовах рекомендовано багатоярусні пружні елементи з жорсткими вузлами трансформації переміщень (послідовним та паралельним включенням ярусів).

Третій розділ присвячений механіко-математичному моделюванню пружного елемента з розрізаною вздовж твірної циліндричною оболонкою. Основна ідея моделювання така. Інтуїтивно зрозуміло, що жорсткість розрізаної оболонки в тангенційному напрямку є меншою, аніж вздовж твірної. Основний вклад у податливість системи буде вносити зміна форми заповнювача за рахунок згинної деформації розрізаної оболонки. Тому логічними є наступні припущення.

Матеріал заповнювача вважаємо нестисливим. Розрізаній ізотропній оболонці, яка згинається в умовах несесиметричного контактного навантаження, поставимо у відповідність сильно ортотропну замкнуту циліндричну оболонку, яка перебуває під дією осесиметричного контактного навантаження. Вважаємо, що серединна поверхня розрізаної оболонки є нерозтяжною ($\varepsilon_{\zeta}^{(1)} = \varepsilon_{\beta}^{(1)} = 0$), а серединна поверхня ортотропної оболонки розтягується лише в тангенційному напрямку ($\varepsilon_{\zeta}^{(2)} = 0, \varepsilon_{\beta}^{(2)} \neq 0$).

Товщини та радіуси оболонок збережемо однаковими. Модуль пружності E_e та допустиме напруження $[\sigma]_e$ для еквівалентної ортотропної оболонки виберемо такими, щоби вони в середньому ототожнювали властивості розрізаної оболонки з параметрами $E_0, [\sigma]$ та її суцільної моделі.

Для цього здійснюємо уявний експеримент. Піддамо обидві оболонки дії внутрішнього тиску q . Знайдемо напруження та деформації.

Введемо циліндричну систему координат r, β, z (рис. 1), ($\zeta = z/a$).

Розв'язуючи відповідну плоску задачу для розрізаної оболонки отримаємо:

- максимальне розтягуюче напруження

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

- середнє значення прогину

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

У ортотропній безмоментній оболонці відповідно

$$\sigma_{\max}^{(2)} = \frac{N_{\beta}}{h} = q \frac{R}{h}; \quad (3)$$

$$\varepsilon_{\beta}^{(2)} = \frac{w^{(2)}}{R} = \frac{q R}{E_e h}. \quad (4)$$

Вимагаючи, щоб в лівих частинах (2), (4) середні прогини були однаковими, знаходимо еквівалентну пружну сталу суцільної оболонки :

$$E_e = \frac{1}{18} \frac{h^2}{R^2} E_0. \quad (5)$$

Скориставшись критерієм міцності за максимальними розтягуючими напруженнями та результатами (1), (3) знаходимо еквівалентну характеристику міцності

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

Переходимо до дослідження напружено-деформованого стану у замкнутій ортотропній оболонці з деформівним заповнювачем при наявності фрикційної взаємодії на контактуючих поверхнях. Внаслідок симетрії конструкції відносно площини, рівновіддаленої від порпнів, за об'єкт дослідження можна взяти половину системи (рис.2), вважаючи переріз, що належить площині симетрії, гладко впертим в жорстку перепону. Пружну рівновагу оболонки описуємо співвідношеннями безмоментної теорії, модель заповнювача аналогічного рівня строгості. Система інтегральних рівнянь змішаної контактної задачі має вигляд

$$(1 + \nu + \varepsilon_2) \sigma + fl(2\nu + \nu_{21} \varepsilon_1) \int_0^{\xi} \sigma d\zeta = -\nu P, \quad \zeta \in [0, \alpha_0];$$

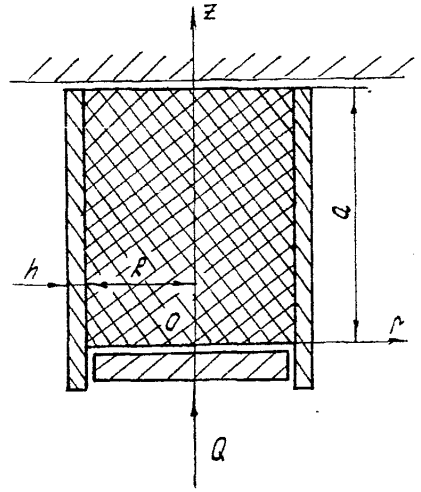


Рис.2. Розрахункова схема пружного елемента з ортотропною оболонкою.

$$(2\nu + \nu_{12}\varepsilon_2)\sigma + (2 + \varepsilon_1) \int_0^{\zeta} \tau d\zeta = -P; \quad (7)$$

$$(1 - \nu + \varepsilon_2)\sigma + (2\nu + \nu_{12}\varepsilon_1) \int_0^{\zeta} \tau d\zeta = -\nu P, \quad \zeta \in (\alpha_0, 1].$$

Тут σ, τ - нормальне та дотичне невідомі контактні напруження;

$\zeta = z/a \in [0, 1]$; $l = a/R$; f - коефіцієнт тертя; $P = Q/(\pi R^2)$; $\varepsilon_1 = ER/(E_1 h)$

і $\varepsilon_2 = ER/(E_2 h)$ - параметри безрозмірної жорсткості заповнювача; E_1, E_2 та ν_{12}, ν_{21} - пружні константи матеріалу оболонки у відповідних напрямках; α_0 - невідома координата точки розділу зон проковзування і зчеплення.

Аналітичний розв'язок системи (7) знайдемо в класі кусково-неперервних функцій:

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

$$\alpha_0 = \frac{1}{\lambda} \ln \left(\frac{\nu}{\varepsilon_1} \frac{2[1 - \nu(1 - 2\nu) + \varepsilon_2(1 - \nu\nu_{12})] + \varepsilon_1(1 - 2\nu\nu_{12} - \varepsilon_2\nu_{12}^2 - \nu + \varepsilon_2)}{\nu[1 - 2\nu\nu_{12} - \nu - \varepsilon_2(2\nu_{12}^2 - 1 - 2\nu_{21}^2) + \nu_{21} + 2\nu_{21}\nu] - \nu_{21}(1 + \varepsilon_2)} \right), \quad (8)$$

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

З використанням розв'язку (8) визначено напружено-деформований стан та податливість системи.

Враховуючи прийняті припущення, покладемо у формулах (8) для сильно ортотропної оболонки $\varepsilon_1=0, \nu_{12}=0, \nu_{21}=0$. Використавши (5), (6) знайдено формули для розрахунку податливості та несучої здатності пружного елемента з розрізаною вздовж твірної циліндричною оболонкою:

$$\delta = u(0) = \frac{Pa}{E} \frac{2\varepsilon_2}{1 + 2\varepsilon_2} \frac{1 - e^{-\lambda}}{\lambda}; \quad Q_{\max} \leq \frac{\pi}{12} [\sigma] h^2 (1 + 2\varepsilon_2),$$

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

На рис.3 графічно зображено залежність податливості пружного елемента від товщини оболонки при різних коефіцієнтах тертя пари оболонка-заповнювач. Бачимо, що

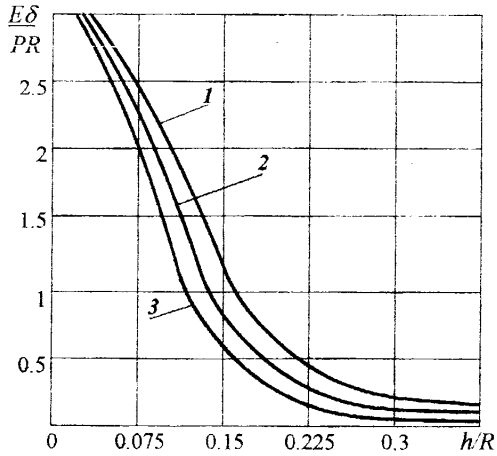


Рис. 3. Залежність податливості пружного елемента від товщини оболонки: $E/E_0=0.0001$; $l=3$; 1- $f=0.2$; 2- $f=0.5$; 3- $f=0.8$.

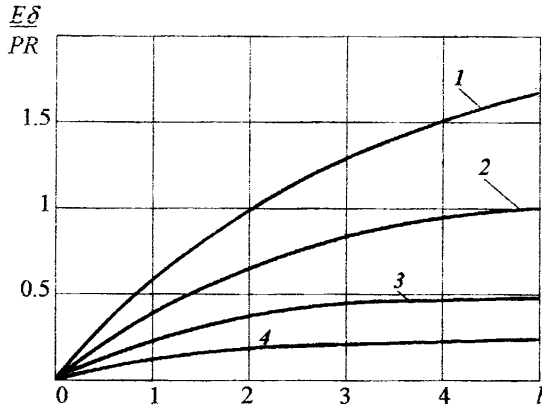


Рис. 4. Залежність податливості пружного елемента від відносної довжини заповнювача: $f=0.5$; $E/E_0=0.0001$; 1- $h/R=0.121$; 2- $h/R=0.145$; 3- $h/R=0.182$; 4- $h/R=0.242$.

При збільшенні товщини

оболонки податливість системи зменшується. При інших однакових умовах вищу податливість матиме пружний елемент з меншим коефіцієнтом тертя пари оболонка-заповнювач.

На рис.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 зменшується. Аналіз залежностей рис.4 дозволяє вести розмову про оптимальну довжину системи в кожному конкретному випадку.

Далі розглянуто попердню задачу, вважаючи, що прикладена до штовхача сила змінюється циклічно в часі з коефіцієнтом симетрії циклу $S = Q_{\min} / Q_{\max} \geq 0$. Отримано в явному вигляді опис петлі конструкційного демпфування рис.5 на всіх етапах деформування.

Для активного навантаження - ділянка OA

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

Для розвантаження - ділянка ACO

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

Для повторного навантаження - ділянка DEA ($0 \leq S \leq S_*$) чи BA ($S_* \leq S \leq 1$)

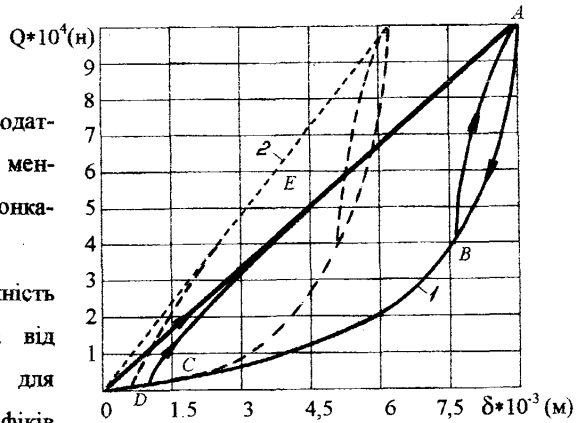


Рис. 5. Діаграма циклічного навантаження: $E/E_0=0.0001$; $h=0.015$ м; $R=0.0825$; $l=3$; $1-f=0.5$; $2-f=0.8$.

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

Величина розсіяної за цикл енергії обчислена як площа петлі конструкційного гістерезису

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

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

Якісно аналогічні результати, що відрізняються від наведених лише кількісними поправками, отримано для пружного елемента з несучою розрізаною циліндричною оболонкою, обладнаного жорстким стволом.

Четвертий розділ присвячений експериментальним дослідженням пружних елементів бурових амортизаторів. Об'єктами досліджень виступали натурні зразки пружних елементів бурових амортизаторів з несучою ланкою у вигляді розрізаної вздовж твірної циліндричної оболонки. Процес навантаження зразків здійснювався на універсальній випробувальній машині типу УИМ-50м.

В результаті досліджень експериментально доведено вплив на величину податливості оболонкових пружних елементів трьох основних конструктивних факторів:

- довжини робочої частини оболонки;
- товщини оболонки;
- 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.

П'ятий розділ містить відомості про конструктивні особливості бурових амортизаторів різного призначення. Розроблено нові конструкції бурових амортизаторів:

- поздовжніх коливань односторонньої дії;
- поздовжніх коливань подвійної дії;
- поздовжніх і крутних коливань односторонньої дії

Перевагами цих конструкцій порівняно з відомими є:

1. 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 (чи одночасне) включення пружних ланок в паралельну роботу; в) застосування диференційних (телескопічних) поршнів;

2. 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;

3. Захищеність (при необхідності) пружного елемента та вузла передачі крутного моменту від впливу зовнішнього середовища;

4. Підвищена працездатність, яка досягається за рахунок кращої адаптації оболонкових пружних ланок до роботи в умовах свердловини та оптимального вибору вузлів передачі крутного моменту.

Розглянемо дві із запропонованих конструкцій.

На рис.6 зображено схему бурового амортизатора поздовжніх коливань односторонньої дії АПО(м) 39К з двоступеневим пружним елементом. Він складається з перехідника 1, корпусу 2, опорної втулки 3, ствола 4, пружного елемента другого ступеня 5, пружного

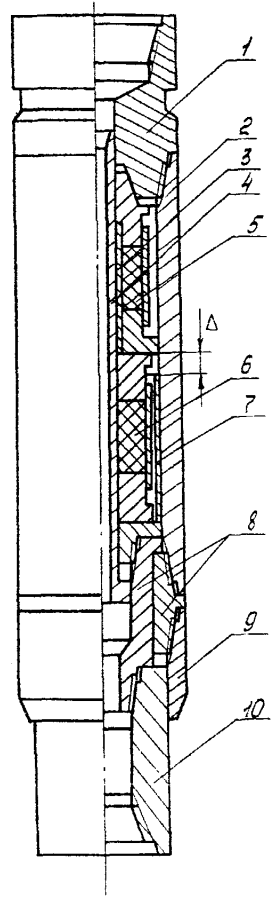


Рис. 6. Буровий амортизатор АПО(м)39К

елемента першого ступеня 6, втулки включення пружного елемента другого ступеня 7, профільної пари передачі крутного моменту 8, центратора 9, перехідника долота 10.

Особливістю описаного бурового амортизатора є можливість послідовного включення в паралельну роботу додаткової ланки пружного елемента, чим забезпечується зростання жорсткості бурового амортизатора при зростанні зовнішнього навантаження. Ця обставина розширює діапазон навантажень, при яких ефективно працює амортизатор.

На рис.7 зображено схему бурового амортизатора поздовжніх коливань подвійної дії АБП 39к. 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 і 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 з домогою квадрата. У перехіднику 1 і центраторі (на рисунку не показаний) розміщено ущільнення 11. Кожна ланка пружного елемента складається з оболонки 12, заповнювача 13 та поршнів 14 і 15.

В описаному буровому амортизаторі для забезпечення його ефективної роботи як у стиснутій так і в розтягнутій частинах бурильної колони пружний елемент виконаний ступеневим. При роботі в стиснутій частині бурильної колони ступені працюють послідовно (жорсткість амортизатора відносно невелика), при роботі в розтягнутій частині бурильної колони ступені працюють паралельно (жорсткість амортизатора зростає).

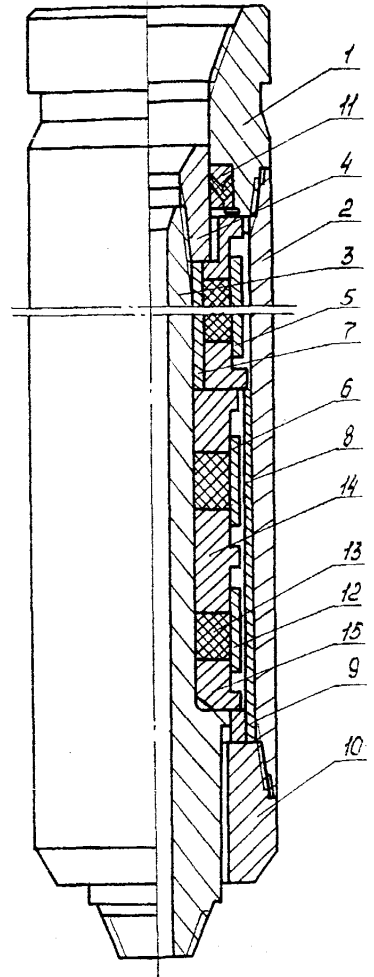


Рис.7. Буровий амортизатор АБП 39к.

Відділом моделювання демпфуючих систем ІППММ НАН України та Карпатською інженерною фірмою за участю автора розроблена технічна документація на весь нормальний ряд бурових амортизаторів АПО(м) 38к, АПО(м) 39к, АПО(д) 39к і на буровий амортизатор АБП 39к Ø240мм. Документація розроблялась за господарськими договорами з ДП “Укрбургаз” і передана замовнику для виготовлення дослідних зразків та малих партій для власного використання. Дослідні зразки, що проходили випробування на бурових підприємствах ДП “Укрбургаз” рекомендовані до серійного виробництва.

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.

Виявлено експлуатаційні, конструктивні та технологічні недоліки основних вузлів відомих оболонкових бурових амортизаторів 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. Розроблено нові пружні елементи на базі суцільних оболонок обертання та циліндричних оболонок з розрізом вздовж твірної з м’якими та жорсткими вузлами трансформації поздовжніх переміщень поршнів в радіальні переміщення оболонок. Запропоновано ряд технічних рішень, що дозволяють легко варіювати експлуатаційними характеристиками оболонкових пружних елементів як на стадії проектування так і в процесі використання.

3. Сформульована та розв’язана контактна задача про фрикційну взаємодію циліндричної ортотропної оболонки з деформівним заповнювачем.

Побудована механіко-математична модель пружного елемента з несучою ланкою у вигляді розрізаної вздовж твірної циліндричної оболонки, досліджена

його поведінка в умовах монотонного та немонотонного навантажень.

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. Розроблено ряд конструкцій бурових амортизаторів різного призначення з розширеним діапазоном експлуатаційних характеристик.

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. Дослідні зразки базових моделей бурових амортизаторів пройшли успішні випробування на ДП "Укрбургаз".

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ ДИСЕРТАЦІЇ ОПУБЛІКОВАНО В ПРАЦЯХ

1. Величкович А.С. Оптимізація роботи оболонкових пружних елементів бурових

- амортизаторів / ІФДТУНГ, Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ, 1996.- №33.- С.112-117.
2. Величкович А.С. Пружні елементи бурових амортизаторів з розширеним діапазоном робочих навантажень / ІФДТУНГ, Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ, 1997.- №34.-С.51-57.
 3. Шацький І.П., Шопа В.М., Величкович А.С. Розрахунок демпфера з розрізаною циліндричною оболонкою / ІФДТУНГ, Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ, 1998, т.4.- №35.-С.31-38.
 4. Величкович А.С., Величкович С.В. Упругий елемент бурового амортизатора для бурення скважин в аномальних температурних умовах // “Новый век”, Хим. и нефтегазовое машиностроение, 1998. - №12. – С.38-39.
 5. Величкович А.С., Величкович С.В. Забойный амортизатор с оболочечным упругим элементом переменной жесткости // “Машиностроение”, Хим. и нефтяное машиностроение, 1994. - №8. – С.10-11.
 6. Величкович А.С., Величкович С.В. Буровые амортизаторы двойного действия для регулирования динамического режима бурильной колонны // “Машиностроение”, Хим. и нефтяное машиностроение, 1997. -№6. – С.20-21.
 7. Пат. 2088741 РФ, МКИ 6 E21 В17/07. Забойный амортизатор / Величкович А.С. № 5031221/03.- Заявл. 09.03.92.-Опубл. 27.08.97. - Бюл. №24.
 8. Пат. 2031270 РФ, МКИ 6 F16 F1/42. Амортизатор / Величкович С.В., Шопа В.М., Кравец П.Е., Михайлов В.Е., Величкович А.С. №5015604.- Заявл. 20.03.91.- Опубл. 20.03.1995. -Бюл. №8.
 9. А.с. 1719741 СССР, МКИ F16 F1/40. Упругий элемент / Величкович С.В., Шопа В.М., Величкович А.С., Шацкий И.П., Попадюк И.И. №4692369.- Заявл.22.05.89.- Опубл. 15.03.1992.- Бюл. №10.
 10. А.с. 1601315 СССР, МКИ E21 В17/07. Забойный амортизатор / Величкович А.С., Величкович С.В. №4436948.- Заявл. 07.06.89. - Опубл. 22.10.90.- Бюл. №39.
 11. Пат. 2015295 РФ, МКИ 5 E21 В17/07. Буровой амортизатор / Величкович С.В., Шопа В.М., Величкович А.С., Яремак О.Ф. №5018703.- Заявл. 11.11.91.- Опубл. 30.06.94. - Бюл. №12.
 12. Шопа В.М., Величкович А.С. Особливості конструкцій та параметрична оптимізація оболонкових пружних елементів бурових амортизаторів // Тези наук.-техн. конф.

- професорсько-викладацького складу університету. - Ів.-Франківськ: ІФДТУНГ.- 1997.- С.105.
13. Величкович А.С., Величкович С.В. Особливості проектування та оптимізація оболонкових пружних елементів віброзахисних систем // Тези доп. Міжн. наук. конф. "Сучасні проблеми механіки і математики".-Львів: ІППММ НАН України.-1998.-С.53.
 14. Величкович А.С., Величкович С.В. Техніка і технологія віброзахисту та регулювання динамічного режиму бурильної колони // Тези доп. I Міжн. симпоз. українських інженерів-механіків.-Львів: Політех. інст.- 1993.-С.221.
 15. Величкович С.В., Величкович А.С. Виброзахисные устройства с оболочечными упругими элементами // Тезисы докл. XVI конф. по вопросам рассеяния энергии при колебаниях механических систем.-Киев: Институт проблем прочности АН Украины.- 1992.- С.10.
 16. Величкович А.С., Величкович С.В. Особливості конструкцій та параметрична оптимізація оболонкових пружних елементів // Тези доп. IV Міжн. конф. з механіки неоднорідних структур.-Тернопіль: ТПУ ім. І. Пулюя.- 1995.-С.22.
 17. Величкович А.С. Віброзахисні пристрої з оболонковими пружними елементами //Тези наук.-техн. конф. професорсько-викладацького складу університету.-Ів.-Франківськ: ІФДТУНГ.- 1998.-С.35.

Величкович А.С. Розробка і розрахунок оболонкових пружних елементів та їх систем для бурових амортизаторів .- Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.12 – машини нафтової і газової промисловості. – Івано-Франківський державний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ, 1999.

Захищаються результати досліджень, спрямовані на розробку працездатних та ефективних бурових засобів віброзахисту різного призначення. Розроблено нові конструкції пружних елементів для віброзахисних пристроїв, зокрема, для бурових амортизаторів. Побудована механіко-математична модель пружного елемента з несучою ланкою у вигляді розрізаної вздовж твірної циліндричної оболонки, досліджена його поведінка в умовах монотонного та немонотонного навантажень. Досліджено вплив на експлуатаційні властивості оболонкових пружних елементів основних конструктивних факторів та трибологічних властивостей контактуючих пар. Запропоновано ряд

конструкцій бурових амортизаторів різного призначення з розширеним діапазоном експлуатаційних характеристик.

Ключові слова: бурові засоби віброзахисту, оболонковий пружний елемент, буровий амортизатор.

Величкович А.С. Разработка и расчёт оболочечных упругих элементов и их систем для буровых амортизаторов.- Рукопись.

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук по специальности 05.05.12-машины нефтяной и газовой промышленности.- Ивано-Франковский государственный технический университет нефти и газа, Ивано-Франковск, 1999.

Защищаются результаты исследований, направленные на разработку работоспособных и эффективных буровых средств виброзащиты различного назначения.

Разработаны новые конструкции упругих элементов для виброзащитных устройств, в частности, для буровых амортизаторов. Предложено ряд технических решений, которые позволяют легко варьировать эксплуатационными характеристиками оболочечных упругих элементов как на этапе проектирования так и в процессе эксплуатации. Для работы в экстремальных температурных условиях созданы упругие элементы с жёсткими узлами трансформации продольных перемещений поршней в радиальные перемещения оболочки.

Сформулирована контактная задача о фрикционном взаимодействии цилиндрической ортотропной оболочки с деформируемым наполнителем. Найдено аналитическое решение смешанной задачи, определена длина зоны проскальзывания.

Построена механико-математическая модель упругого элемента с несущим звеном в виде разрезанной вдоль образующей цилиндрической оболочки, исследовано его поведение под действием монотонной и немонотонной нагрузки. Реализована идея отождествления изотропной цилиндрической оболочки с разрезом, которая изгибается под действием неосесимметрической контактной нагрузки с сильно ортотропной замкнутой цилиндрической оболочкой которая находится под действием осесимметрической контактной нагрузки. Исследовано влияние на эксплуатационные качества оболочечных упругих элементов главных конструктивных факторов и трибологических свойств контактирующих пар.

Установлено хорошее совпадение результатов эксперимента с результатами полученными по аналитическим зависимостям, что подтверждает правильность теоретических предпосылок и выводов и позволяет рекомендовать полученные аналитические выражения для расчёта упругих элементов амортизаторов.

Разработано ряд конструкций буровых амортизаторов различного назначения с расширенным диапазоном эксплуатационных характеристик.

Предложенные образцы виброзащитных устройств владеют рядом новых технических решений, которые защищены охранными документами, и по главным оценочным параметрам превосходят известные образцы.

Результаты исследований диссертационной работы использованы при расчёте и проектировании реальных конструкций буровых амортизаторов.

Ключевые слова: буровые средства виброзащиты, оболочечный упругий элемент, буровой амортизатор.

Velychkovych A.S. Elaboration and calculation of shell elastic elements and their systems for boring shock-absorbers.-Manuscript.

Thesis for awarding of scientific degree of candidate of technical sciences in speciality 05.05.12- machines for oil and gas industry - Ivano-Frankivsk state technical university of oil and gas, Ivano-Frankivsk, 1999.

Are defended the results of the investigations directed for the elaboration of operatable and effective boring means of vibration protection of different usage. New constructions of elastic elements for vibration-proof defices, i.e. for boring shock-absorbers have been made.

The mechanic-mathematical sample of elastic element with carrying surface in a view of lengthways cutted culindrikal shell was built and its conduct in the conditions of monotonous and unmonotonous loads was investigated. The impact at the operational properties of shell elastic elements by main constructive factors have been inverstigated as well as tribological characteristics of contacting elements. A number of constructions of boring shock-absorbers of various usage with the extended range of operational characteristics was proposed.

Key words: boring means of vibrationproof, shell elastic element, boring shock – absorber.

НТБ
ІФНТУНГ



as146



Підписано до друку 31. XII. 99 Формат 60x84/16 Друк офсетний

Ум. друк. арк. 1.0 Тираж 100 прим. Замовл. 2

ФАЗЕЛ

Івано-Франківський державний технічний університет нафти і газу
284019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15