

Національний університет “Львівська політехніка”

На правах рукопису

Савула Степан Федорович



УДК 622.691.2:622.279.5



**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЛІФТОВИХ
КОЛОН СВЕРДЛОВИН ПІДЗЕМНИХ СХОВИЩ ГАЗУ**

Спеціальність 05.15.13 – нафтогазопроводи, бази та сховища

Дисертація на здобуття наукового ступеня

кандидата технічних наук



Науковий керівник:

доктор технічних наук, професор

Харченко Євген Валентинович



Львів - 2007

299

З М І С Т

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЛІФТОВИХ КОЛОН ПІДЗЕМНИХ СХОВИЩ ГАЗУ	11
1.1. Аналіз причин втрати працездатності ліфтових колон підземних сховищ газу	11
1.2. Літературний огляд досліджень міцності і стабільності роботи трубних різьбових з'єднань	19
1.3. Аналіз методів динамічного розрахунку колони труб	30
1.4. Дослідження процесу припливу газу до гирла свердловини з урахуванням умов її експлуатації.....	36
1.5. Обґрунтування задач дослідження.....	44
РОЗДІЛ 2. ВІЛЬНІ І ВИМУШЕНІ КОЛИВАННЯ КОЛОНИ НАСОСНО-КОМПРЕСОРНИХ ТРУБ	46
2.1. Математичне моделювання поздовжніх і крутильних коливань ліфтової колони.....	46
2.2. Математичне моделювання поперечних коливань ліфтової колони	56
2.3. Розрахунок поперечно-крутильних коливань ліфтової колони з урахуванням її взаємодії із стінкою свердловини	63
2.4. Дослідження коливальних явищ у механічній системі колони і обґрунтування коефіцієнта жорсткості віброізолятора	76
2.5. Висновки.....	91
РОЗДІЛ 3. НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМІВНИЙ СТАН І МОНОЛІТНІСТЬ РІЗЬОВИХ З'ЄДНАНЬ ЛІФТОВОЇ КОЛОНИ	92
3.1. Обґрунтування розрахункових моделей і методики аналізу напружено-деформівного стану з'єднань	92
3.2. Визначення жорсткісних характеристик пружного прошарку	

між муфтою і трубою, яким моделюється різь.....	97
3.2.1. Наближений розрахунок коефіцієнта постелі	98
3.2.2. Скінченно-елементне моделювання впливу трибологічних чинників.....	99
3.2.3. Скінченно-елементне моделювання впливу технологічних чинників.....	102
3.3. Аналіз напружено-деформівного стану елементів з'єднання, викликаного натягом	104
3.4. Аналіз напружено-деформівного стану елемента з'єднання, обумовленого крутним навантаженням	113
3.5. Аналіз напружено-деформівного стану і монолітності з'єднання з урахуванням реальних умов експлуатації та геометричних похибок поверхонь різі	119
3.5.1. Визначення допустимого моменту згвинчування з'єднання.....	119
3.5.2. Міцність з'єднання	122
3.5.3. Локальна міцність з'єднання.....	128
3.6. Висновки до розділу 3.....	132
РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ	
ДИНАМІКИ ЛІФТОВИХ КОЛОН ПІДЗЕМНОГО СХОВИЩА ГАЗУ	133
4.1. Апаратура і технічне забезпечення для проведення експериментальних досліджень.....	133
4.2. Методика експериментального визначення вібропараметрів ліфтових колон свердловин підземних сховищ газу	135
4.3. Тарування вимірювальної апаратури	140
4.4. Результати експериментальних вимірювань вібропараметрів ліфтових колон на діючих свердловинах.....	143
4.5. Висновки.....	160
РОЗДІЛ 5. ТЕХНІЧНІ РІШЕННЯ, СПРЯМОВАНІ НА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ЛІФТОВОЇ КОЛОНИ	
5.1. Спеціальне з'єднання насосно-компресорних труб	161

5.2. Віброізолятор ліфтової колони	164
5.3. Методика розрахунку пружних елементів амортизаторів ліфтової колони.....	167
5.3.1. Визначення жорсткості пружини віброізолятора з шарнірно закріпленими кінцями	167
5.3.2. Визначення жорсткості пружини віброізолятора з защемленням кінців пружини на опорних кільцях	170
5.3.3. Визначення жорсткості віброізолятора.....	173
5.3.4. Дослідження міцнісних і жорсткісних характеристик пружних елементів віброізолятора	176
5.4. Імпульсно-хвильовий метод діагностики щільності муфтових з'єднань.....	183
5.5. Висновки	192
ВИСНОВКИ	193
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	196
ДОДАТКИ.....	216

ВСТУП

Актуальність теми. Для забезпечення ефективної роботи газотранспортної системи України необхідним є надійне функціонування усіх її складових, зокрема, магістральних газопроводів, підземних сховищ газу, газорозподільних станцій. Надійність обладнання свердловин підземних сховищ газу має особливе значення, оскільки ремонтно-профілактичні роботи, пов'язані з відмовами цього обладнання, потребують великих матеріальних затрат. У деяких випадках вихід з ладу обладнання свердловин може призводити до аварій з важкими наслідками.

Технологічні процеси нагнітання газу в підземне сховище та процеси відбору газу супроводжуються інтенсивними вібраціями ліфтових колон (колон насосно-компресорних труб). Збурення динамічних явищ виникає внаслідок дії на нижню частину колони струменів газу, який перебуває у турбулентному русі. Це нерідко призводить до самовільного відгвинчування нижніх насосно-компресорних труб, внаслідок чого погіршується захист обсадної колони від абразивного зношування, порушується режим роботи свердловини. Відгвинчені труби внаслідок падіння на дно свердловини виходять з ладу.

Надійна робота свердловин підземних сховищ газу є можливою лише за умови забезпечення працездатності ліфтових колон. Розв'язання цього важливого завдання потребує зниження рівнів вібрацій насосно-компресорних труб із застосуванням засобів віброізоляції та обґрунтованого добору моментів згинання з'єднань на основі докладного аналізу напружено-деформівного стану труб і з'єднувальних муфт.

Отже, підвищення ефективності експлуатації ліфтових колон свердловин підземних сховищ газу становить важливу науково-практичну проблему. Теоретичні й експериментальні дослідження, направлені на розв'язання цієї проблеми, є актуальними і перспективними.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційні дослідження виконували в рамках програми "Нафта і газ України

до 2010 року”, регіональної програми “Визначення залишкового ресурсу конструкцій, споруд і машин тривалої експлуатації та розробка заходів щодо підвищення терміну їх безаварійної роботи” на 2001–2005 р.р. та Державної науково-технічної програми “Ресурс”, затвердженої постановою Кабінету міністрів України від 8 жовтня 2004 р., № 1331.

Мета і задачі дослідження. У дисертаційній роботі ставиться за мету підвищення ефективності експлуатації ліфтових колон свердловин підземних сховищ газу за рахунок запобігання розгвинчуванню колон шляхом зниження амплітуд їхніх коливань і раціонального добору моментів згвинчування.

Для досягнення сформульованої мети були поставлені і розв’язані такі основні завдання:

- побудувати математичні моделі і дослідити вільні та вимушені поздовжні, крутильні і поперечні коливання ліфтової колони і, на основі аналізу власних частот і форм, а також амплітуд вимушених коливань, обґрунтувати раціональні значення коефіцієнта жорсткості віброізолятора;

- розробити математичну модель і алгоритм розрахунку поперечно-крутильних коливань ліфтової колони з урахуванням її динамічної взаємодії зі стінкою свердловини і оцінити вплив віброізолятора на розподіл крутних моментів по довжині колони;

- розробити математичні моделі і алгоритми розрахунку напружень і деформацій елементів з’єднань ліфтової колони і, на основі аналізу напружено-деформівного стану основного матеріалу з’єднаних труб і муфти, визначити допустимий момент згвинчування;

- опрацювати методику і провести експериментальні дослідження вібрацій ліфтових колон діючих свердловин підземного сховища газу під час відбору газу та під час його нагнітання та порівняти одержані результати з результатами математичного моделювання динамічних процесів;

- розробити технічні рішення і рекомендації, спрямовані на запобігання розгвинчуванню ліфтових колон під час експлуатації підземних сховищ газу;

опрацювати методику розрахунку на міцність і жорсткість пружних елементів віброізоляторів та обґрунтувати метод діагностики щільності муфтових з'єднань.

Об'єкт дослідження – ліфтові колони свердловин підземних сховищ газу.

Предмет дослідження – коливання ліфтових колон та напружено-деформівний стан елементів муфтових з'єднань під час експлуатації свердловин підземних сховищ газу.

Методи дослідження. Дослідження динаміки ліфтової колони ґрунтуються на застосуванні методів теорії коливань механічних систем з розподіленими параметрами, зокрема, матричного методу початкових параметрів та методу скінченних елементів. Дослідження напружено-деформівного стану деталей муфтових з'єднань проводилися із застосуванням теорії товстостінних оболонок та варіаційно-аналітичного методу побудови рівнянь деформацій неоднорідної механічної системи. Експериментальні дослідження вібрацій ліфтових колон проводилися із застосуванням модернізованих сейсмодавачів, сучасних комп'ютерних засобів віброметрії та числових методів обробки результатів вимірювань.

Наукова новизна одержаних результатів:

– удосконалена методологія дослідження вільних і вимушених поздовжніх, крутильних і поперечних коливань опущеної у свердловину колони труб за рахунок застосування матричного методу початкових параметрів, що сприяє спрощенню і систематизації розрахунку і дає можливість урахувати континуально-дискретну структуру колони, зокрема, її пружне опирання на довільне число опор, та обґрунтувати раціональні коефіцієнти жорсткості віброізоляторів;

– вперше побудована скінченно-елементна математична модель поперечно-крутильних коливань ліфтової колони у вертикальній свердловині з урахуванням викривлення осі свердловини і динамічної взаємодії насосно-компресорних труб з трубами обсадної колони та проведена оцінка впливу параметрів віброізолятора на характер розподілу крутильних моментів у ліфтовій колоні по довжині;

– розвинута теорія розрахунку муфтових різьбових з'єднань колони труб на основі побудови математичних моделей напружено-деформівного стану елементів з'єднань із застосуванням теорії товстостінних оболонок і гіпотези про екві-валентну заміну витків різі пружними прошарками типу основи Вінклера, що дає можливість обґрунтовувати допустимі моменти згвинчування з'єднань;

– отримані уточнені розв'язки задач аналізу напружено-деформівного стану муфт і з'єднаних труб ліфтової колони як товстостінних оболонкових деталей з урахуванням зміни їх товщини в осьовому напрямі та одночасної дії крутних і розпірних навантажень.

Практичне значення одержаних результатів:

– на основі запропонованих математичних моделей розроблені алгоритми і програми комп'ютерного розрахунку вільних і вимушених коливань ліфтових колон підземних сховищ газу, що дає можливість обґрунтовувати значення коефіцієнтів жорсткості віброізоляторів;

– на основі побудованих математичних моделей напружено-деформівного стану елементів муфтових з'єднань розроблені алгоритми і комп'ютерні програми розрахунку напружень і деформацій труб і з'єднувальних муфт, які дають можливість проводити оцінку міцності цих деталей і обґрунтовувати допустимі моменти згвинчування;

– розроблені і захищені деклараційними патентами на винаходи технічні рішення віброізолятора і спеціального муфтового з'єднання ліфтової колони, спрямовані на запобігання розгвинчуванню колон під час експлуатації свердловин підземних сховищ газу. Запропоновані технічні рішення впроваджені у промисловість на свердловинах Богородчанського підземного сховища газу УМГ “Прикарпаттрансгаз” (очікуваний економічний ефект від впровадження становить 385,326 тис. грн.).

Особистий внесок здобувача:

– розроблено методика оцінки дебіту свердловини з урахуванням глибини спуску ліфтової колони та досліджено вплив розташування нижнього кінця колони на дебіт свердловини [111]. Запропоновано методика визначення об'ємів

нагнітання або відбору газу в процесі експлуатації багатопластового підземного сховища, обладнаного спільним пунктом обліку газу [105];

– розроблено математичні моделі і алгоритми розрахунку поздовжних, крутильних і поперечних коливань ліфтової колони і визначено її власні частоти, власні форми та амплітуди вимушених гармонічних коливань [110, 180];

– побудовано скінченно-елементну математичну модель і алгоритм розрахунку поперечно-крутильних коливань ліфтової колони з урахуванням викривлення осі свердловини і взаємодії насосно-компресорних і обсадних труб [107, 153, 181];

– запропоновано математичні моделі і алгоритми розрахунків та проведені дослідження напружено-деформівного стану елементів муфтових з'єднань ліфтових колон з урахуванням дії крутильних і розпірних навантажень [106, 113];

– розроблено методику проведення експериментальних досліджень вібрацій ліфтової колони в реальних умовах експлуатації свердловини підземного сховища газу та проаналізовано результати реєстрації віброприскорень колони [114];

– запропоновано конструктивну схему віброізолятора ліфтової колони [108] і розроблено методику розрахунку його аркових пружних елементів на міцність та на жорсткість [112];

– запропоновано конструктивну схему стопорного пристрою з'єднання насосно-компресорних труб [109], та обґрунтовано метод діагностики щільності муфтових різьбових з'єднань труб ліфтової колони [115].

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертації доповідались і обговорювались на: II-му Науково-практичному семінарі “Energia w pauce i technice” (Białystok-Suwałki, 2003 р.); XIV-ій Міжнародній діловій зустрічі «Діагностика-2004» (Єгипет, 2004 р.); Міжнародній науково-практичній конференції “40 років підземному зберіганню газу в Україні” (Яремче, 2004); VII-му Міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові (Львів, 2005 р.); 6-ій Міжнародній конференції “Механіка і фізика руйнування будівельних матеріалів та конструкцій” (Ужгород, 2005 р.); 4-ій Науково-

технічній конференції і виставці "Сучасні прилади, матеріали і технології для неруйнівного контролю та технічної діагностики промислового обладнання" (Івано-Франківськ, 2005 р.); Міжнародній науково-практичній конференції "Вібрації в техніці і технологіях" (Полтава, 2005 р.); 7-й Міжнародній науково-практичній конференції "Вібрації в техніці і технологіях" (Львів, 2006 р.); XVII-й Міжнародній науково-технічній і освітньо-навчальній конференції "Nowe Metody i Technologie w Geologii Naftowej, Wiertnictwie, Geoinżynierii, Inżynierii Złożowej i Gazownictwie" (Kraków, 2006).

У повному обсязі результати досліджень доповідалися на розширеному засіданні кафедри опору матеріалів Національного університету "Львівська політехніка" та на розширеному науковому семінарі факультету нафтогазопроводів Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

Публікації. За темою дисертації опубліковано 14 наукових праць, з них 6 – у фахових наукових виданнях; одержано 2 деклараційні патенти на винаходи.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається із вступу, п'яти розділів, підсумкових висновків, списку використаних джерел, який налічує 184 найменування, і 2 додатків. Основний зміст роботи викладений на 195 сторінках і містить 90 рисунків та 20 таблиць.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЛІФТОВИХ КОЛОН ПІДЗЕМНИХ СХОВИЩ ГАЗУ

1.1. Аналіз причин втрати працездатності ліфтових колон підземних сховищ газу

В технологічну схему газотранспортної системи (ГТС) входять свердловини, які подають газ з родовищ чи сховищ або резервують газ на зберігання у випадку підземних сховищах газу (ПСГ). Безпосередній транзит газу і подача газу з родовищ та ПСГ повинні задовільняти необхідну потребу в газі з врахуванням сезонної зміни споживання як по території України, так і його транзит в інші країни [40]. В Україні створено комплекс підземних сховищ газу, який дозволяє зберігати активний об'єм газу 32 млрд. м³ з продуктивністю відбирання на початку сезону 300 млн. м³/добу. Збільшення добової продуктивності ПСГ можна здійснити за рахунок удосконалення основного технологічного елемента газосховища, а саме експлуатаційної свердловини [104, 120, 141].

Створення системи підземних газосховищ обумовлене вигідним географічним положенням України та необхідністю забезпечення не тільки надійного газопостачання вітчизняних споживачів, але і експортних поставок газу в Європу та Туреччину. На газосховищах пробурено 1515 свердловин, з яких 1316 підключені і функціонують. Крім цього використовуються діючі і постійно вводяться нові експлуатаційні свердловини на газових родовищах [12, 38, 39].

Виходячи з цього, підвищення ефективності використання фонду газових свердловин за рахунок більш досконалих способів їх експлуатації та збільшення терміну служби є дуже актуальною технічною задачею [41, 55, 87, 89, 136]. Типова схема обв'язки свердловини наведена на рис. 1.1. Стовбур свердловини облаштований експлуатаційною колоною – 2, технічною колоною – 3, кондуктором – 4, цементними кільцями – 5. Для нагнітання газу

в пласт і його відбору передбачена зона перфорації - 6, яка досягає довжини 5-100 м. Для покращення умов експлуатації газові свердловини обладнуються ліфтовими колонами з насосно-компресорних труб (НКТ) - 1. Ліфтові колони прискорюють і полегшують освоєння, випробування та проведення регламентних і діагностичних робіт на свердловинах і дозволяють проводити видалення з них води. В деяких випадках колони з НКТ захищають обсадні труби від абразивного зношування та від корозії за рахунок агресивних реагентів [11, 90, 96, 158].

Ліфтова колона з НКТ складається з труб, які згвинчені між собою за допомогою муфт з конічною різьбою. Для підвіски колони НКТ і герметизації затрубного простору в гирлі свердловини встановлюється фонтанна арматура з хрестовиною – 13, план-шайбою 14, трійником 15 і з корінною засувою – 16, надкорінною (експлуатаційною) засувою 17, буферною засувою 20, засува для занавки свердловини - 21 і манометрів для заміру тиску – 22. Для установки елементів фонтанної арматури передбачено корпус колонної головки - 7. Як показує практика експлуатації більшість неполадок та ускладнень в процесі технологічного циклу свердловини становлять проблеми пов'язані зі втратою працездатності колони НКТ [25, 35, 121, 122]. В роботі [23] відмічено, що насосно-компресорні труби є одними з основних та найважливіших елементів свердловини.

При експлуатації газових свердловин в більшості випадків використовують нафтову фонтанну арматуру, розраховану на робочий тиск 3,5; 7,5; 20,0; і 37,5 МПа [13]. Небезпека вібрації надземного обладнання, встановленого в гирлі свердловини, внаслідок пульсації газового потоку при зміні тиску відмічена в роботі [135]. При великих дебітах газу вібрація фонтанного обладнання може привести до втоми матеріалу і руйнування арматури. Для зменшення вібрацій необхідно змінити частоту її власних коливань шляхом зменшення висоти арматури або збільшення її маси. Зниження дебітів газу також зменшує вібрацію елементів обладнання обв'язки свердловини.

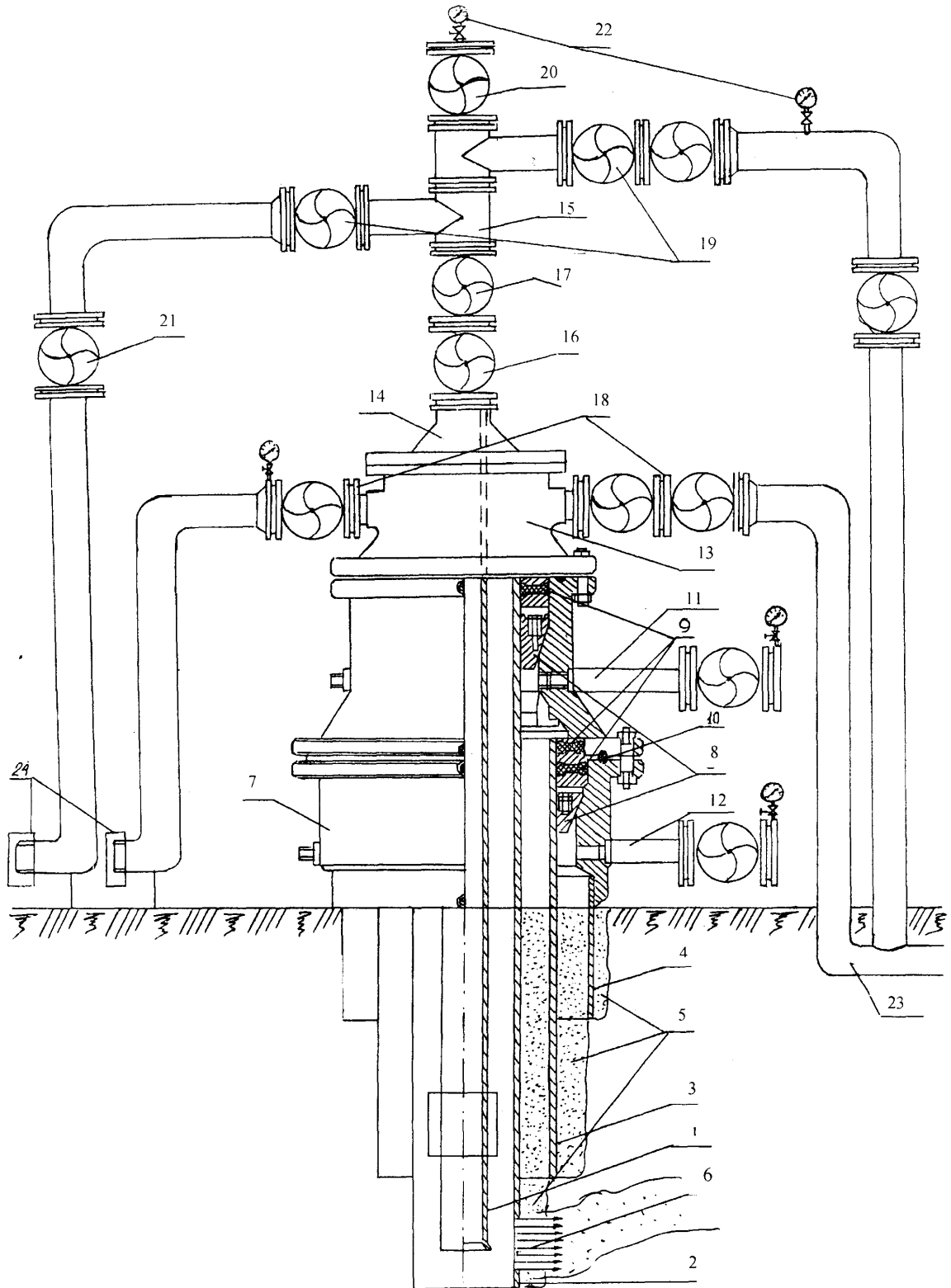


Рис. 1.1. Типова схема обв'язки свердловини:

1 - насосно-компресорні труби (114мм, 89мм); 2 - експлуатаційна колона (168 мм); 3 - технічна колона (245мм); 4 - кондуктор (324мм); 5 - цементне кільце; 6 - зона перфорації; 7 - корпус колонної головки ОКК2-210-168-245-324; 8 - клин; 9 - пакер; 10 - герметизуюче кільце; 11 - міжколонний відвід між 6×9 колонами; 12 - міжколонний відвід між 9×12 колонами; 13 - хрестовина фонтанної арматури; 14 - план-шайба; 15 - трійник; 16 - засува корінна; 17 - засува надкорінна (експлуатаційна); 18 - затрубний простір; 19 - трубний простір; 20 - засува буферна; 21 - засува для занавки свердловини; 22 - манометр для заміру тиску; 23 - шлейф свердловини; 24 - заглушки на викидних лініях задавки

Один з можливих варіантів фонтанної арматури і спосіб закріплення насосно-компресорних труб описані в праці [24].

Можлива небезпека руйнування експлуатаційної колони, труб ліфтової колони і надземного обладнання через корозію або ерозію. На деяких родовищах і ПСГ через присутність в газі CO_2 , H_2S та інших чинників, що спричиняють корозію при певних параметрах вологості, температурі і швидкостях потоку, можливе інтенсивне руйнування труб. Причини проходження корозії різні в залежності від властивостей газу та води і умов експлуатації. Тому для свердловин ПСГ де можливе руйнування труб внаслідок корозії, дебіти свердловин необхідно розрахувати з обов'язковим урахуванням цього фактору на основі результатів спеціальних досліджень та розрахунків [124].

Відомо [140], що основні технологічні процеси на ПСГ в основному відповідають тим же законам, що і при розробці газових родовищ. Однак умови їх реалізації на родовищах і ПСГ різні. Процес закачування газу в ПСГ вносить ряд особливостей при їх експлуатації. В свердловинах газових родовищ пластовий тиск змінюється поступово від максимальної величини до мінімальної протягом багатьох років, а при експлуатації ПСГ процес нагнітання і відбирання газу почергово, посезонно змінюється і триває декілька місяців. Родовище характеризується усталеними процесами, а для ПСГ більш характерні неусталені процеси. На свердловинах ПСГ продуктивність за короткий час може змінюватись від максимальної величини до нуля. Інтенсивні коливання ліфтової колони за рахунок неусталених газодинамічних процесів, що відбуваються як при відборі, так і при закачуванні газу є однією з причин саморозгвинчування труб НКТ на свердловинах. Часом непродумане технічне рішення із збільшення дебіту свердловини може привести до негативних результатів. Так на Більче-Волицько-Угерському ПСГ з метою отримання високих дебітів і зменшення кількості експлуатаційних свердловин, останні були виконані з більшими діаметрами (експлуатаційна колона діаметром 219 мм, ліфтова колона з НКТ

діаметром 168 мм [33]. При довготривалій експлуатації таких свердловин виявлено явище саморозгвинчування насосно-компресорних труб [33].

Автори в роботі [33] відмітили, що при експлуатації високодебітних свердловин Більче – Волицько - Угерського та інших ПСГ мало місце явище саморозгвинчування нижньої частини труб НКТ. Аналіз умов роботи НКТ на цих свердловинах показав, що для очистки вибою свердловини від рідини та твердих домішок і запобігання утворення піщано-глинистих пробок труби НКТ опускали до глибини 5-10 м вище від нижніх отворів перфорації. Саморозгвинчування труб відбувалося в межах інтервалу довжиною від 20 до 100 м. Здійснювалось саморозгвинчування однієї, двох, трьох і навіть шести труб. Відоме і поетапне розгвинчування, наприклад спочатку дві труби, через деякий час – третя труба, потім – четверта і т. д. Найбільший відсоток саморозгвинчування НКТ (30%) спостерігався для труб 168 мм., які були встановлені в експлуатаційну колону \varnothing 219 мм, відповідно 20% для труб \varnothing 114мм. і (3-5%) для труб \varnothing 89 мм та \varnothing 73 мм [33].

Практика експлуатації газових свердловин ПСГ філії УМГ “Львівтрансгаз” за останні роки також підтверджує факти саморозгвинчування труб ліфтової колони з НКТ. Так на Більче-Волицько – Угерському ПСГ в період з 2002 – 2005 рр. зафіксовано 46 обривів труб ліфтової колони, виявлених після проведених геофізичних робіт (див. табл. 1.1).

Фотографія пошкоджених труб НКТ після саморозгвинчування і падіння у вибій свердловини приведена на рис. 1.2.

Вартість ловильних робіт при капітальних ремонтах свердловин наведена в таблиці 1.2.

З приведених в табл.1.2 даних видно, що сумарна вартість ловильних робіт на свердловинах ПСГ УМГ «Львівтрансгаз» в 2005 р. склала 1 489 525 грн.

При падінні труб ліфтової колони пошкоджуються їхні торці з різьбовими ділянками, після чого ці труби практично не можуть бути використані за прямим призначенням. Це призводить до суттєвих ремонтних

Таблиця 1.1

Технічні параметри даних газових свердловин Більче – Волицько – Угеського
ПСГ, на яких зафіксовані обриви насосно-компресорних труб

№ п/п	№№ св-н	По плану			По даних ГДС		Наявність ГПК/інт. перфор. (м)	Дата провед ення ГДС
		штуч - ний вибій (м)	Ø НКТ	довжина НКТ (м)	штучн. вибій (м)	довжина НКТ (м)		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Більче – Волицький поклад БВУ ПСГ								
1.	38	1082	168	1039,1	1056	1012	26/0 - 1047	2004
2.	41	1072	168	1038,1	1063	1017	9/0 - 1052	2003
3.	43	1075	168	1026,7	1062,4	1012,8	13/0 - 1040	2003
4.	54	1076	114	1012,2	1042	994	34/0 - 1030	2003
5.	117	1063	168	978 ¹⁶⁸	1052	965	11/0-985	2003
6.	131	1064	114	992,9	1028	975,5	36/0 - 1000	2002
7.	134	1080	168	1002,5 ¹⁶⁸	1068	983	12/0 - 1026	2004
8.	136	1080	114	1004,4	1054	978,6	26/0 - 1014	2004
9.	138	1070	114	1008,8	1015	961,5	56/4 - 1020	2003
10.	148	1079	114	1020,6	1061	995	18/0 - 1014	2003
11.	153	1075	114	1026,6	1061	995	18/0 - 1032	2003
12.	161	1080	114	1003,6	1069	964,5	11/0 - 1014	2003
13.	162	1069	114	1010,9	1050	970	19/0 - 1017	2004
14.	164	1085	114	1008,8	1064	994	21/0 - 1018	2003
15.	166	1069	114	1020,4	1055	1004	14/ - 1032	2004
16.	172	1071	114	1046,5	1064	1035	7/0 - 1052	2002
17.	173	1071	114	929,4	1028	927,6	43/0 – 1020	2004
18.	174	1079	114	990,1	1069	983	10/0 – 1004	2002
19.	185	1072	114	1001,8	1059	992,5	13/0 – 1010	2002

Продовження таблиці 1.1

20.	191	1070	114	1035,4	1047	1026	23/0 – 1043	2004
21.	198	1067,9	114	1012,6	1024	998	44/0 – 1019	2002
22.	207	1072	114	1029,7	1065	994,3	7/0 – 1039	2004
23.	225	1071	114	1031,2	1055	996	16/0 – 1041	2003
24.	245	1074	114	1049,7	1068	1033	6/0 - 1057	2003
25.	271	1074	114	1029,5	1073	1009	1/0 -1039	2003
26.	271	1074	114	1029,6	1083	1021	0/0 - 1053	2003
27.	275	1076	114	1024,9	1045	1018	31/0 -1036	2003
28.	279	1076	114	1022,5	1043	1005	33/0 -1030	2001
29.	293	1074	114	1018,4	1027	975	47/0 - 1027	2002
30.	295	1076	114	1024,7	1080	1017	0/0 -1035	2003
31.	314	1074	114	1048,2	1067	1040,5	7/0 -1057	2004
32.	327	1119	114	1028,6	1112	1004,5	7/0 -1038	2003
Угерський поклад БВУ ПСГ								
33.	154	1036	114	988,3	1025,6	980	10,4/ 0 -997	2003
34.	1336	1081	114	1017,3	1058	1011	23/0 -1035	2002

Таблиця 1.2

Перелік свердловин підземних сховищ газу УМГ «Львівтрансгаз», на яких були проведені ловильні роботи в 2005 р.

№ з/п	№ свердловини	Кошторисна вартість, грн	Фактична вартість, грн	К-сть зловлених труб, шт	Діаметр ліфтової труби, мм
1	бв-38	251328	182619	2	168
2	бв-258	194043	192457	2	114
3	бв-275	192588	178769	1	114
4	бв-295	202485	180898	2	114
5	у-154	185324	160813	1	114
6	у-185	180303	128337	1	114
7	у-193	177400	128407	2	114
8	у-71	177522	124656	1	114
9	о-253	278807	212569	7	114

робіт на свердловинах та додаткових матеріальних затрат.

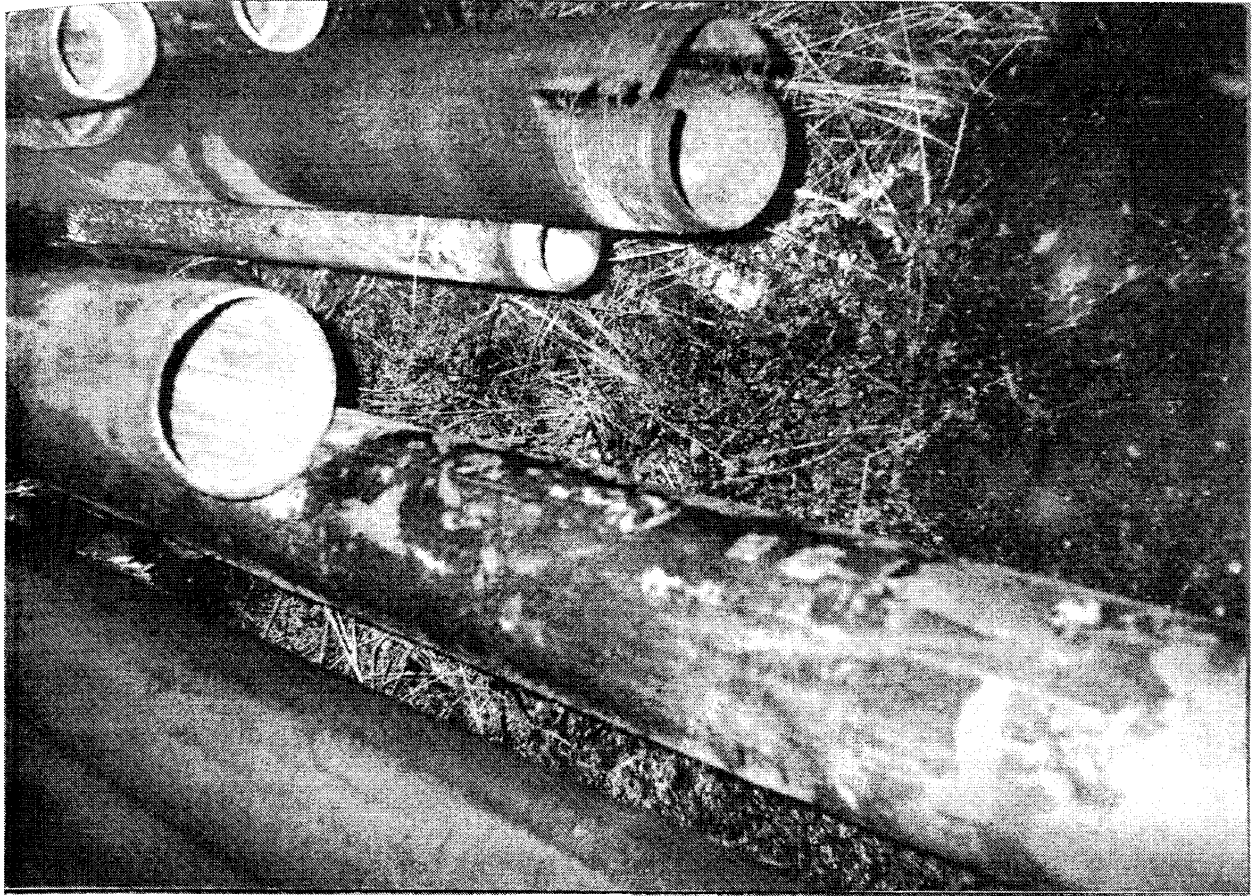


Рис. 1.2. Пошкодження насосно-компресорних труб

В практиці монтажу свердловин спостерігаються істотні недоліки і технічні порушення при виконанні операцій по згвинчуванню і спуску труб ліфтової колони. При згвинчуванні муфтових різьбових з'єднань величина натягу в різі часто поставлена в залежність від мускульної сили робочих і переважно не контролюється.

При невеликих глибинах свердловин неконтрольована затяжка різі з'єднань ліфтової колони з НКТ не призводить до суттєвого зменшення якості складальних операцій. Але при великій глибині свердловин технічний рівень виконання цих операцій необхідно значно підвищити, по-перше, шляхом застосування механізованих зтяжних пристроїв, по-друге, контролем величини крутного моменту за допомогою вимірювальних пристроїв.

Під час монтажу ліфтової колони при багаторазовому повторенні загвинчування наступної труби, крутильні моменти зтяжки в різі створюють

обертіві коливання колони НКТ. Крім цього при черговому опусканні колони з НКТ від поздовжніх коливань створюється також крутильні коливання, які сприяють самовільному послабленню різьбових муфтових з'єднань. Таким чином вже на початку експлуатації ліфтової колони момент затяжки різьбових з'єднань її труб може бути значно зменшений.

Мало уваги приділяється при спуску труб операціям по очистці різі, змашування різьбових з'єднань і повторному контролю за станом труби. Від якості виконання цих операцій сильно залежить надійна робота свердловин [96].

В роботі [29] відзначено, що до найбільш розповсюджених дефектів НКТ можна віднести і абразивне зношування, корозію (ерозію), утворення тріщин та негерметичність колони. Автори цієї праці приходять до висновку, що сучасна діагностика технічного стану свердловин повинна стати обов'язковою частиною процесу експлуатації ПСГ. Комплекс засобів для неруйнівного контролю та технічної діагностики трубних колон описаний в праці [64].

В даний час порядок експлуатації, зберігання, відбраковки і списання насосно-компресорних труб необхідно проводити згідно нормативних документів [127 - 130].

1.2. Літературний огляд досліджень міцності і стабільності роботи трубних різьбових з'єднань

Значний внесок в розвиток досліджень з удосконалення методів розрахунку і конструкцій різьбових з'єднань внесли вчені В.Я. Анилович [5], І.А. Біргер [16-19], Ю.В. Дубленич [47], Г.Б. Іосілевич [58-60], Г.Н. Кашкарян [65], Н.Л. Клячкін [69], П.А. Комісаров [71], Б.В. Копей [72], І.В. Кудрявцев [76], Г.В. Кутепова [18], М.В. Лисканич [79, 80], Д.Ю. Мочернюк [92, 94], Д.М. Решетов [103], Г.М. Саркісов [117], А.Є. Сараян [137], А.І. Якушев [168]. З поміж іноземних вчених, які зробили значний внесок в розвиток досліджень в області

різбових з'єднань, слід виділити вчених Г. Бауера [171], М. Бачінську [172], Г. Вебера [183] А. Ямомонта [169] та інші вчені.

Дослідження розподілення навантаження за довжиною різбових з'єднань проведено в багатьох роботах. Розрахунок міцності різі представляє собою досить складну, статично невизначену задачу. Вперше цю задачу наближено вирішив в 1902 р. Н.С. Жуковський. Він прийшов до висновку, що в різбовому з'єднанні найбільш навантажені перші п'ять витків.

Біргер І.А. розвинув рішення цієї задачі в більш строгій постановці із врахуванням сумісностей деформацій згину витків різі і поперечної деформації тіла болта і гайки [16 - 19]. Різбові з'єднання розглядаються не як сукупність кільцевих вузлів, а як з'єднання з неперервно нарізаними витками. Це дозволило застосувати диференціальні рівняння, рішення яких легко отримуються в замкнутій формі. Розподіл навантажень між першим, другим і наступними витками відображається згідно закону гіперболічного косинуса. Числове рішення осесиметричної контактної задачі для різбового з'єднання підтвердило достовірність приведеного методу розрахунку розподілення навантаження за витками різі [19]. При цьому вважали, що за довжиною згвинчування болта і гайки контакт витків неперервний, витки різі податливі, цьому сприяє в реальних конструкціях попередня затяжка з'єднання. Різниця осьових деформацій болта і гайки компенсується не тільки згином витків, но і поперечними деформаціями стержня болта і тіла гайки.

Інші результати рішення задачі про розподілення навантажень по виткам різі приведені в працях [18, 59, 60, 71]. Дослідження навантаженості витків гайки в залежності від її конструкції описані в [49, 53, 168]. Конструктивно покращити розподілення навантаження між витками можна шляхом збільшення податливості витків і зменшення податливості тіл болта і гайки. Знаючи найбільше навантаження на один виток різі можна перевірити міцність цього витка на згин, зріз і зминання контактної поверхні різі. При розрахунку відповідальних різбових з'єднань необхідно більш точно враховувати зовнішнє навантаження, зусилля затяжки, а також вплив

температури, технологічних і конструктивних факторів на міцність з'єднань [19].

На даний час проведені досить широкі експериментальні дослідження різьових з'єднань [45, 69, 82], які дозволили в певній мірі вдосконалити методику розрахунку і конструкції різьових з'єднань, а також збільшити їх надійність і довговічність.

Для відповідальних різьових з'єднань, які працюють при змінних навантаженнях розрахунок за амплітудним напруженням є основним. Межа витривалості різьових з'єднань оцінюється за граничною амплітудою змінних напружень σ_{an} . Переважно $\sigma_{an} = (0,05 \dots 0,12) \sigma_B$, де σ_B - межа міцності. Визначення межі міцності з'єднань проводять при постійнім середнім напруженні циклу σ_m , яке рівне $\sigma_m = \sigma_a + \sigma_z$, де σ_a - амплітуда змінного напруження від зовнішнього навантаження; σ_z - напруження попередньої затяжки.

Коефіцієнт запасу міцності n_α за змінним напруженням при $\sigma_z \geq 0,5\sigma_T$ згідно [19] визначається

$$n_\alpha = \frac{\sigma_{an}}{\sigma_\alpha} \geq [n_\alpha], \quad (1.1)$$

де σ_T - межа текучості; $[n_\alpha]$ - допустимий коефіцієнт запасу міцності за змінним напруженням.

Гранична амплітуда змінних напружень $\sigma_{an} = \frac{\sigma_p}{K_\sigma}$, де σ_p - межа витривалості гладкого зразка; K_σ - ефективний коефіцієнт концентрації напружень в різьовому з'єднанні. Більш точне значення межі витривалості можна отримати при безпосередньому випробуванні різьових з'єднань.

В праці [19] відмічається, що відсоток зниження навантаження на першому витку приблизно відповідає проценту підвищення значення граничної амплітуди змінних напружень. Це підтверджує висновок про те, що оцінку витривалості різьових з'єднань можна виконувати виходячи із характеру розподілення навантаження між витками. Звідси конструкція з'єднання буде

тим краща, чим більше будуть навантажені витки, які примикають до вільного торця гайки.

В праці [18] описана задача про розподілення навантаження за витками різі в тонкостінних деталях. Дослідження впливу деформацій в коловому напрямку для різьових з'єднань тонкостінних деталей проведені авторами в цій праці. Запропоновано вирішення цієї задачі для різьових з'єднань тонкостінних труб на основі теорії оболонок. Результати отримані за допомогою звичайних методів без врахування податливості оболонок дають заниження максимальних навантажень на виток приблизно на 30%. Вплив пластичних деформацій витків на їх навантаженість досліджено в роботі [172].

Вирішення задачі про розподілення навантаження за витками різьового з'єднання з змінним перерізом болта і гайки зводиться до вирішення лінійного диференціального рівняння з змінними коефіцієнтами. Це вносить значні математичні труднощі і рівняння розв'язується в замкнутій формі тільки в деяких спеціальних випадках.

При експлуатації машин, конструкцій і споруд в результаті перехідних процесів, виникають динамічні навантаження, які викликають коливні процеси і додатково навантажують різьові з'єднання. Питанням витривалості з'єднань, з врахуванням технології їх виготовлення і асиметрії навантаження, присвячені роботи [65, 82]. Показано, що витривалість з'єднань залежить від зусиль попередньої затяжки [49], частоти навантаження [10], від розмірів і форм різі, болта і гайки [53].

Вплив циклічного навантаження на витривалість різьових з'єднань досліджено рядом вчених, які викладені в працях [5, 61, 63]. На амплітуду циклічних навантажень суттєво впливають демпфування коливань в різьових з'єднаннях [103]. Для більшості реальних механічних коливальних систем, які зустрічаються в машинобудуванні, основним джерелом демпфування є розсіювання енергії, внаслідок внутрішнього тертя в шарнірних парах і з'єднаннях. Встановлено [98, 103], що демпфуючі властивості різьових

з'єднань залежать, в основному, від коефіцієнта тертя між спряженими поверхнями, мікронерівностей контактуючих поверхонь і попереднього натягу.

Надійність кріплення деталей і складальних одиниць значно залежить від величини зтяжки і методів стопоріння різьових з'єднань. Розрахунок необхідного зусилля попередньої зтяжки різьових з'єднань і способи їх стопоріння розглянуті в працях [49, 164]. Вплив вібрацій на самовідгвинчування гайок та вібраційний спосіб їх зтяжки викладені в роботах [177]. Однак, внаслідок недосконалості конструкцій самогальмівних гайок при вібраціях все-таки відбувається саморозгвинчування з'єднання. Тому, вдосконалення конструкцій, направлене на створення самогальмівних гайок, є актуальною задачею. В деяких випадках для надійної герметизації різьових з'єднань колони труб, конічну поверхню муфти металізують м'яким металом. В такий спосіб навіть у випадках технологічних похибок, виготовлення і складання різьових з'єднань їх герметичність буде забезпечена. Крім цього такі з'єднання більш стійкі до самовідгвинчування.

Дослідження контактних деформацій методами теорії пружності [46, 134] і розрахунок різьових з'єднань з врахуванням податливості елементів розглянуті в працях [19, 60, 69]. Перекос з'єднувальних деталей значно впливає на витривалість з'єднань. В роботі [168] відмічається, що при перекосі 2° , межа витривалості з'єднань зменшується на 50% і більше.

Питання жорсткості з'єднань розглядаються в роботах [19, 71]. Наведені коефіцієнти жорсткості різьових з'єднань і з'єднувальних деталей можна розрахувати, використовуючи методи будівельної механіки [118, 119], зокрема і методами скінченних елементів [36, 54].

При динамічних навантаженнях в різьових з'єднаннях зусилля зтяжки може значно зменшуватися, що часто призводить до їх самовідгвинчування. За результатами проведених досліджень [5, 10, 19, 53, 169, 177] інтенсивність процесу зниження зтяжки залежить від причин, які можна розбити на три групи.

До першої групи відносяться причини самовідгвинчування за рахунок зменшення сил тертя на контактуючих поверхнях витків. При відповідних співвідношеннях зусиль затяжки, частот вібрації та параметрів жорсткості коефіцієнти тертя в різі можуть зменшитись на 70 ... 85 % [53, 177], що порушує ефект самогальмування між деталями з'єднання.

Тривалість стабільної роботи різьового з'єднання можна передбачити на підставі досліджень [10], які стосуються визначення кута розгвинчування в залежності від часу. Задача розв'язується на підставі аналізу зміни коефіцієнтів тертя в умовах вібрацій.

Вібростійкість різьових з'єднань вивчена дуже мало [10]. Відомі роботи німецьких дослідників Г. Юнкера і Д. Стрелова [166, 177], але запропонована ними методика випробовувань не зовсім досконала, а результати досліджень знаходяться в складній залежності від довжини болтів, що піддаються випробовуванню.

В роботі [10] досліджено вплив вібрацій на зміну коефіцієнта тертя болтового з'єднання і обгрунтовані параметри, які можна використовувати при розрахунку різьових з'єднань на довговічність за критерієм самовідгвинчування. Подібна задача розв'язана і на основі теорії вібропереміщень [20]. В результаті одержана залежність для визначення часу, стабільної роботи з'єднання з врахуванням часу, амплітуди і частоти коливань та коефіцієнта нерівномірності розподілу навантажень на витки різі.

Остаточний ресурс різьового з'єднання можна визначити також на підставі оцінки контактних деформацій між взаємодіючими поверхнями. Зокрема, в роботі [5] запропонована методика прогнозування зменшення затяжки, на основі застосування коефіцієнтів варіації зовнішнього навантаження і середньо квадратичного відхилення напружень.

Заслуговує на увагу співвідношення між моментами закручування і відкручування [49] та їх співвідношення з зусиллям затяжки. Різними авторами підкреслено, що при статичних навантаженнях самовідгвинчування

є неможливим навіть при застосуванні мастил. Теоретичне обґрунтування такого висновку можливе, наприклад, на підставі роботи [178].

До другої групи факторів які спричинюють можливість самовідгвинчування, можна віднести пластичні деформації стиків взаємодіючих поверхонь на витках різі і самих деталей. Перевищення допустимих деформацій можливе за рахунок завищеного зусилля затяжки, коли напруження перевищують границю текучості, за рахунок дії короткочасних але великих сил в різі, переважно при перехідних режимах роботи (гідравлічний удар, детонації, різка зупинка) [19, 53].

Важливою причиною є зминання мікронерівностей на взаємодіючих поверхнях, коли зменшення напружень затяжки досягає 20-35% [19]. Експериментальним підтвердженням цього є дослідження вібростійкості різьових з'єднань [77]. Автором показано, що на всіх етапах вібронавантаження затяжка спочатку різко знижується, а після того залишається практично стабільною при досягненні $1.2 \cdot 10^6$... $1.4 \cdot 10^6$ циклів. Стабільність може бути забезпечена після не менше ніж триразової повторної затяжки. Підтверджено також, що великі зусилля початкової затяжки є кращими для забезпечення її стабільності в умовах вібрацій.

Вплив локальних пластичних деформацій на зменшення зусиль затяжки можливий навіть при наявності надійних стопорних пристроїв [169], що варто мати на увазі при необхідності герметизації з'єднань.

Аналіз експериментальних залежностей показує також, що при накладанні динамічних навантажень одночасно в поздовжньому і поперечному напрямках зменшення зусилля затяжки в різі відбувається більш інтенсивно ніж тільки при поперечному або тільки при поздовжньому навантаженні [77].

До третьої групи факторів відносять вплив віброповзучості та релаксації напружень. Релаксацію напружень варто враховувати, починаючи з температури 300°C для більшості конструкційних сталей [58]. Досить докладно питання релаксації напружень в різьових з'єднаннях розглянуті в

роботі [17]. Віброповзучість різьових з'єднань розглядається в роботі [63, 65].

Конструктивні засоби забезпечення стабільності затяжки та їх практична реалізація і ефективність для типових різьових з'єднань розглянуті в роботах [53, 177].

На основі досліджень автори праці [60] приходять до висновку, що для запобігання передчасних поломок різьових з'єднань від втоми необхідно встановити контроль радіуса заокруглення впадин різі. Причому мінімальний радіус заокруглення у впадинах різі повинен бути обмежений величиною $r = (0,12 \div 0,15) \rho_s$, де ρ_s – крок різьби.

Автором праці [138] розроблений новий спосіб створення максимальної контактної жорсткості з'єднання, який дозволяє при проведенні складальних робіт з достатнім ступенем точності автоматично створювати необхідні натяги в потрібних площинах контакту за допомогою осьових зусиль затягування конуса і пружних проміжних елементів при оптимальних параметрах з'єднання.

Значний внесок у розробку теоретичних та експериментальних досліджень умов роботи різьових з'єднань труб, що застосовуються в нафтогазовій промисловості у різний час зробили: О. М. Карпаш [64], Б. В. Копей [72, 73], Я. С. Коцкулич [74], М. В. Лисканич [79-83], Ю. Д. Мочернюк [92, 94], Г. М. Саркисов [117], А. Є. Сароян [137], Н. Д. Щербюк [163-165] та інші вітчизняні і зарубіжні науковці.

Особливості спеціальних різей для обладнання, які застосовуються в нафтогазовій промисловості описані в роботах [51, 92, 139, 165]. Різьові з'єднання, що застосовуються в нафтогазовій промисловості сприймають попередню затяжку та зовнішнє навантаження, які досягають десятки і сотні тон. При цьому вони піддаються значним динамічним навантаженням і експлуатуються в умовах абразивного і корозійного середовища.

Необхідно відмітити деякі особливості різьових з'єднань насосно-компресорних, бурових і обсадних труб [47, 76]:

* Діаметри різьових з'єднань обсадних насосно-компресорних та бурильних труб набагато більші діаметрів болтових різьових з'єднань, але геометричні параметри спеціальної трубної різі майже не відрізняються від геометричних параметрів кріпильної різі яка застосовується в болтових з'єднаннях.

* Для компенсації технологічних похибок при виконанні геометричних параметрів різі, а також досягнення натягу в з'єднанні на всіх нафтогазопромислових трубах нарізається спеціальна конусна різь, яка згвинчується з пружним натягом.

* Діаметри конусної різі змінюються лінійно вздовж осі труби при переході від одного перерізу до іншого, при постійних значеннях кроку, кута профіля і висоти витка різі.

Значний внесок в дослідження різьових з'єднань труб, які застосовуються в нафтогазовидобувній промисловості, зробив Д.Ю. Мочернюк [92, 94]. В його роботах на основі сумісності деформацій встановлюється закономірність розподілення напружень за довжиною різі в трубі і муфті при осьових навантаженнях різьових з'єднань. Одержані вирази для визначення напружень які, виникають біля зовнішньої поверхні муфти і внутрішньої поверхні труби при згвинчуванні різьового з'єднання з пружним натягом. Необхідно також відмітити роботу [18], в якій запропоновано наближене рішення задачі про розподілення навантаження за витками різьового з'єднання тонкостінних труб.

Питанням міцності різьових з'єднань труб які використовуються в нафтогазовидобувній промисловості, присвячено [81, 92, 139, 163]. В них теоретичним і експериментальним шляхом досліджується вплив механічних властивостей матеріалу, силових факторів, попередньої затяжки, умов експлуатації на розподілення навантаження за витками і напружений стан різьових з'єднань.

Проведені дослідження динаміки бурильних колон [56, 67, 149], показують, що в перерізах колон виникають значні динамічні навантаження і деформації, які, суттєво, знижують надійність роботи різьових з'єднань.

Як відзначалося вище, розподілення навантаження за витками різьових з'єднань бурильних труб або взагалі не враховується чи враховується, не в повній мірі. Відмінна особливість цих з'єднань – конусність, особливо значна у труб з висаженими в середину кінцями і у замкових з'єднаннях. Таким чином, дослідження впливу конусності на розподілення навантаження зв витками різьових з'єднань бурильних, обсадних та насосно-компресорних труб є актуальною задачею.

Вивчення впливу вібрації на стабільність попереднього затягування різьових з'єднань труб бурильної колони проведено М.В. Лисканичем [80]. В результаті обширних досліджень автор робить висновок, що в процесі вібрації зменшується коефіцієнт тертя в різьовому з'єднанні, що призводить до його послаблення і навіть до його саморозгвинчування. Причому найбільший вплив на величину ефективного коефіцієнта тертя відіграє частота коливань. В праці [85] автор, на основі апроксимації закону розподілу несучої здатності бурильної колони за нормальним законом, запропонував залежності для наближеного розрахунку показників надійності безвідмовної роботи бурильної колони залежно від кількості різьових з'єднань.

В своїх дослідженнях В.М. Шумаков [161] запропонував теоретичне вирішення задачі з визначення напружень і деформацій на ділянках конічної різі труб з врахуванням статичних і динамічних навантажень та попередньої затяжки різьових з'єднань бурильної колони. Врахування впливу конічної різі на розподілення навантажень за її витками дає можливість більш точно розрахувати крутний момент, який виникає в процесі затяжки з'єднання і необхідний момент дотягування його в процесі експлуатації колони.

Зауваження про раціональне конструювання різьових з'єднань бурильних і обсадних труб в повній мірі відносяться до насосно-компресорних труб.

Дуже актуальною є задача контролю різі труб нафтового сортаменту [34], так як внаслідок виходу з ладу таких трубних різьових з'єднань відбувається приблизно 50 % аварій [101]. Згідно зі стандартом (ГОСТ 631-75) регламентуються наступні параметри профілю трубної різі: крок різі, конусність, висота гострокутного профілю, висота профілю різі, робоча висота профілю, висота зрізу вершин, радіус заокруглення, кут нахилу. На всі параметри різі встановлені допуски згідно ГОСТ 633-80, а також використовується стандартизована методика контролю їх якості і відбраковки [127]. Важливість цієї проблеми підтверджують нові регламенти з експлуатації бурильних і насосно-компресорних труб [124, 125].

За даними Державного університету нафти і газу ім. І. М. Губкіна статистика причин аварії з НКТ така: руйнування різьових з'єднань – 50%, руйнування тіла труби – 12% [101]. Проблеми експлуатації та неруйнівного контролю насосно-компресорних труб на підприємствах нафтогазової галузі розглянуті в роботі [7]. Враховуючи важливість вище розглянутої проблеми фахівці НВФ “Зонд” розробили, виготовили і впровадили комплекс технічних засобів і технологій неруйнівного контролю та технічної діагностики трубних (бурильних, обсадних, насосно-компресорних) колон включаючи і пристрій для контролю моменту затяжки при згвинчуванні НКТ [64].

Існуючі в наш час методики розрахунку муфтових різьових з'єднань насосно-компресорних та обсадних труб на міцність при осьовому розтягу і інших видах навантаження в умовах свердловини є недосконалими. Відомі розрахункові формули виведені без врахування впливу закону розподілення напружень за довжиною робочої частини різі в елементах конусного муфтового з'єднання, не враховується також вплив натягу [92].

Правильне розмежування характеру розподілення зовнішніх і внутрішніх силових факторів є надзвичайно важливою задачею розрахунку різьових з'єднань труб, так як пружні лінії розподілення колових і осьових деформацій біля зовнішньої поверхні муфти і внутрішньої поверхні труби, в

зоні робочої довжини різі і за її межами при різних способах навантаження мають складну закономірність, для вивчення якої знання закону розподілення зовнішнього навантаження недостатньо.

Таким чином, методика розрахунку різьових з'єднань ліфтових колон з насосно-компресорних труб на міцність і герметичність при різних способах навантажень потребує доповнень і уточнень, на основі узагальнень експериментальних і теоретичних досліджень.

1.3. Аналіз методів динамічного розрахунку колони труб

Колони бурильних, обсадних та насосно-компресорних труб є багатоланковою конструкцією, в якій всі елементи з'єднані між собою різьовими з'єднаннями, що повинні забезпечити монолітність і герметичність колони в умовах експлуатації [57, 94]. В процесі експлуатації колон бурових, обсадних і насосно-компресорних труб виникають інтенсивні коливання, які призводять до передчасного їх виходу з ладу. Згідно висновків сформульованих в працях В.М. Івасіва [56, 61], Є.І. Крижанівського [51, 75], О.М. Карпаша [64], Б.В. Копея [72, 73], М.В. Лисканича [79, 84], Н.Д. Щербюка [163], у 80-90 % випадків, причиною раптових відмов бурильних колон є втомне або корозійно-втомне пошкодження їх елементів. Відбувається також і самовідгвинчування труб як у випадку ліфтових колон з НКТ на свердловинах газових родовищ [39], чи ПСГ [33].

У нинішній час дослідженням динаміки колони труб, опущеної у свердловину, приділяється велика увага [67, 150]. Оскільки тільки на основі різнобічних досліджень динамічних процесів можна сформувати теоретичну базу для оптимального проектування та вибору раціональних технологічних параметрів розглянутого обладнання. Такі дослідження скеровують, здебільшого на зменшення динамічних навантажень у несучих конструкціях та зменшення віброактивності елементів колони труб.

Важливим етапом дослідження динамічних процесів є еквівалентне представлення реального обладнання спрощеною механічною системою, яку називають розрахунковою моделлю або розрахунковою схемою. В даний час знайшли широке застосування дискретні (зі скінченним числом ступенів вільності) [14, 21, 22, 30, 57, 102, 131, 142, 143, 147, 173 – 176, 184], континуальні та континуально-дискретні (з нескінченним числом ступенів вільності) [62, 78, 97, 149] розрахункові моделі обладнання, конструкцій та їх елементів. Рух дискретних розрахункових моделей описується звичайними диференціальними рівняннями, що значно спрощує аналіз коливальних процесів. Однак для обладнання і конструкцій, що мають елементи з явно вираженими розподіленими параметрами, як у випадку ліфтових колон з насосно-компресорних труб, доцільно застосовувати континуально-дискретні розрахункові схеми. Оскільки хвильові явища в ланках великих розмірів суттєво впливають на динаміку механічних систем.

Часто при дослідженні механічних систем з розподіленими параметрами широко застосовують дискретизацію рівнянь з частинними похідними методами скінченних елементів або методами скінченних різниць [36, 54]. Це дає можливість спростити аналіз динамічних процесів, зводячи його до розв'язання системи звичайних диференціальних рівнянь. Створені алгоритми на базі яких розроблені ряд універсальних програмних комплексів ANSYS, NASTRAN, COSMOS [4, 72] та інші. Однак існуюче програмне забезпечення переважно призначене для розрахунку стаціонарних механічних систем і не дозволяє враховувати зміну структури системи під час коливань, рухомість крайових умов для елементів з розподіленими параметрами та перехідні процеси, що описуються окремими математичними моделями.

Велика увага приділяється дослідженню динаміки бурових колон у зв'язку з відповідальністю бурової техніки, екстремальними умовами її експлуатації, динамічним характером навантажень привідних систем бурильних установок і несучих металоконструкцій. Найбільш широко питання динаміки бурового обладнання розглянуто у працях

М.М. Александрова [3], П. В. Баліцького [9], Г. Н. Бержеца [14], О. Л. Ільського [57], С. Г. Калініна [62], З. Г. Керімова [67], С. А. Раджабова [102], Є.В. Харченка [147-152], В. Г. Юртаєва [167] та інших авторів.

Широко досліджується динамічна взаємодія колони бурильних труб зі свердловиною і бурового інструмента з вибоєм [147, 167]. Аналізується вплив викривлення колони на напружений стан бурильних і обсадних труб, а також на сили тертя колони по стінках свердловини та на коливання колони [37, 68]. Досліджується міцність різьбових з'єднань бурильних, обсадних та насосно-компресорних труб [56, 61, 92]. Результати експериментальних досліджень динамічних процесів розглянутого обладнання викладено у працях [15, 28, 29, 31, 64, 86, 87].

Підвищенню точності динамічних розрахунків сприяють роботи, скеровані на визначення тих чи інших параметрів існуючої газотранспортної систем [1, 42-44, 52, 66, 70, 88, 99, 133]. Тут необхідно відмітити праці, присвячені дослідженню характеристик газодинамічних процесів в свердловинах [154, 155, 159, 160, 162] та аналізу їх режимів роботи [32, 42], дослідженню інерційних [164, 167, 170] та дисипативних [147] властивостей з'єднань труб бурильних та ліфтових колон.

У багатьох працях колона бурильних та ліфтових труб розглядається як пружна ланка з розподіленими параметрами. Такий підхід слід визнати обґрунтованим, оскільки довжина колон сучасних бурових установок та свердловин досягає кількох тисяч метрів, а її маса - сотень тон. Тому природньо, що хвильові явища в таких колонах суттєво впливають на основні характеристики динамічних процесів. У дослідженнях навантаженості елементів бурильних та ліфтових колон виникає необхідність урахування податливості їх різьбових з'єднань [19]. Вплив зазороутворення у різьбових з'єднаннях колон на динамічні явища та навантаження відповідальних елементів проаналізовано у працях [82, 169].

Подальший розвиток математичного моделювання динамічних процесів в трубах ліфтових колон необхідно здійснювати на основі

використання уточнених континуально-дискретних розрахункових моделей і урахування відхилення осей обсадної і ліфтової колон від прямолінійності, а також факторів, що визначають технологічні навантаження. Для обсадних колон характерним є зміна геометрії колони труб в наслідок дії гірського тиску і маси труб, яка проявляється в утворенні випуклих і вгнутих ділянок, зсувів і викривлень, еліпсності і в кінцевому стані утворенні тріщин і руйнувань [29, 93].

У результаті проведеного аналізу теоретичних і практичних досліджень [44, 146] визначено чотири найістотніші чинники, які суттєво впливають на поздовжню і поперечну форму стінок свердловини: геологічні, технічні, технологічні і організаційні. Однак дійсну форму стінок свердловини визначають на основі результатів геофізичних досліджень, які отримані за допомогою каверноміра, профілеміра та мікрокаверноміра. Автором [145] розроблено нові конструкції центраторів для обсадних колон, а також методику їх раціонального розташування для конкретних свердловин. Вдосконалення роботи колон труб, а також покращення умов їх експлуатації вимагає проведення досліджень, скерованих на розробку ефективних методів розрахунку і конструювання розглянутих металоконструкцій. Незважаючи на це, роботи в галузі динаміки ліфтових колон не багаточисленні. При цьому висотну споруду розглядають як суцільний стержень з кусково сталими [48] або змінними [78, 150] параметрами.

Теоретичні дослідження динаміки ліфтових колон з НКТ практично відсутні. Визначення напружень у найбільш навантажених елементах ліфтових колон, а також провести оцінку ефективності віброзахисних пристроїв можна здійснити експериментальним шляхом [31, 86].

Визначення навантажень в елементах ліфтових колон свердловин, оптимальне проектування та обґрунтування раціональних режимів їх експлуатації може бути отримано лише на основі глибокого вивчення динамічних процесів. Складність сучасних свердловин, особливості їх конструктивного виконання і режимів роботи вимагають розроблення

спеціальних методів аналізу. Розв'язання цієї актуальної проблеми сприятиме суттєвому піднесенню технічного рівня ліфтових колон, підвищенню ефективності їх роботи.

Переважно розглядаються низькочастотні динамічні процеси, взаємодія колони зі стінками свердловини враховується наближено, без урахування викривлення осей як колони, так і свердловини. Детальна статична взаємодія колони труб зі стінками свердловини розглянута в [3]. Однак, визначення внутрішніх зусиль і моментів, що виникають у поперечних перерізах ліфтової колони, вимагає розгляду її просторових коливань з детальним урахуванням взаємодії насосно-компресорних труб зі стінками свердловини. Слід зауважити, що загальна теорія коливань криволінійних стержнів є достатньо розвиненою і широко висвітлюється в літературі [26, 27, 48, 68, 91, 118]. Для розв'язування нелінійних задач про коливання пружних систем традиційно застосовуються числові методи, зокрема, метод скінченних елементів [8, 36, 54].

Відомо, що елементи бурильної колони в процесі експлуатації при змінних навантаженнях, часто руйнуються внаслідок пошкоджень від утомленості [56, 75, 85, 139, 179]. Тому для встановлення взаємозв'язку між витривалістю і довговічністю найбільш навантажених елементів колони при різних умовах експлуатації автор праці пропонує застосовувати ймовірнісні методи їх розрахунку під впливом випадкових навантажень та значного розсіювання характеристик міцності від утомленості. На основі досліджень запропоновано вираз для визначення впливу розсіювання параметрів кривої втоми та коефіцієнта накопичення пошкоджень від втоми на функцію розподілу елементів бурильної колони. На основі проведених розрахунків зроблено висновок, що обмеження кількості натурних зразків елементів бурильної колони під час випробовувань на втому, на дослідницьких стендах може істотно спотворити результати ймовірнісного розрахунку, причому не в запас довговічності.

Результати досліджень сумісних згинально-крутильних коливань бурильної колони роторним способом під час буріння наведені в праці [6]. Аналіз проведено на основі двохмасової розрахункової схеми з можливістю узагальнення її для більш складних схем.

Моделювання нестационарного газодинамічного процесу в ПСГ за умов пружного режиму закачки газу проведено в праці [160] на основі газогідродинамічної одномірної математичної моделі продуктивного горизонту.

Адаптивна модель процесу закачки газу в ПСГ за умов водонапірного режиму розглянута в праці [159]. Математична модель фільтрації води імітується на контурі пласта розвантаженням води на поверхню через експлуатаційні свердловини з умовним дебітом. Розглянута газодинамічна одномірна осесиметрична математична модель продуктивного горизонту за умов лінійної фільтрації води і газу в пористому середовищі [160]. Отримані результати дозволяють відтворити реальну картину технологічного процесу створення сховища у виснажених газових родовищах.

Автори роботи [52] при дослідженні гідродинамічних явищ свердловин ПСГ пропонують враховувати випадкові чинники, що мають стохастичний характер, на основі застосування методів математичної статистики. Зокрема, метод найменших квадратів для врахування точності вихідних даних при знаходженні апроксимуючої функції, використовуючи вагову функцію. Для визначення ефективності ліфтових труб того чи іншого діаметра на свердловинах Кегичівського ПСГ були проведені розрахунки швидкості руху газу біля "башмака" НКТ [50]. Встановлено, що для забезпечення достатнього виносу рідини і твердих частин з вибою швидкість газу біля "башмака" НКТ повинна бути не менше ніж 5,0-7,0 м/с. При менших швидкостях газу можуть утворюватись соляні і глинисто-соляні корки в зоні фільтра та НКТ. Автор цієї роботи приходить до висновку, що конструкція НКТ буде оптимальною, якщо вона забезпечить мінімальні втрати тиску, сприятиме очищенню привибійної зони, а також зведе до мінімуму можливості

виникнення ускладнень в роботі свердловин за рахунок утворення гідратів та соляних корків. Про особливості газодинамічних процесів біля вільного кінця ліфтової колони з НКТ відмічено в роботі [39]. Після того як рівень рідини на забої досягне рівня “башмака”, на вході в НКТ формується гідравлічний затвор, для подолання якого необхідно додатковий тиск, так як газ “борботує” через стовп рідини, а в колоні НКТ можливі утворення нових “висячих” рідинних корків. Все це призводить до інтенсивних віброколивань вільного кінця ліфтової колони в процесі її експлуатації.

Використовуючи теорію вібропереміщення [20] автор праці [95] запропонував формули для визначення часу після якого проходить послаблення різьового з'єднання. Аналіз розглянутого явища показав, що чим більший діаметр різі і чим менша вібраційна швидкість, яка діє на з'єднання, тим більший його термін служби без розстиковки.

1.4. Дослідження процесу припливу газу до гирла свердловини з урахуванням умов її експлуатації

Дослідження проводили з використанням методики розрахунку припливу газу до свердловини за сферичним законом, який цілком придатний для розв'язування інженерних задач.

Рівняння, яке пов'язує вибірний тиск з пластовими має вид [132]

$$-\partial \left(\frac{p}{p_0} \right)^2 = \frac{\mu q_0}{\pi k h_n p_0} \frac{\partial F}{F_n} + \beta \frac{\rho_0 q_0^2}{\pi p_0 h_n d_n} \frac{\partial F}{F_n^2}, \quad (1.2)$$

де ρ_0, p_0, q_0 - відповідно, густина, тиск та об'ємне перенесення при атмосферних (нормальних) умовах; d_n — діаметр зерен породи; h - потужність пласта; k - проникність пласта; μ - динамічна в'язкість газу; F - площа

поверхні через яку проникає газ до вибою свердловини; $\beta = 2 \frac{6 \cdot 10^{-5} d_n^2}{mk^3 \cdot 2}$;

m - пористість пласта.

Значення F змінюється від суми поверхонь ($\sum F_j$, де F_j — площа поверхні j -го перфораційного каналу), через які газ надходить від робочої колони до деякої площі фільтрації (площі живлення свердловини) F_R . При цьому тиск p буде змінюватися від вибійного p_z до пластового p_n . Нехай $p_n = p_n/p_0$, $p_z = p_z/p_0$. Проінтегрувавши ліву і праву частини рівняння (1.2), отримуємо

$$p_n^{-2} - p_z^{-2} = \frac{\mu q_0}{\pi k h p_0} \ln \frac{F_R}{\sum F_j} + \beta \frac{\rho_0 q_0^2}{\pi p_0 h_n d_n} \left(\frac{1}{\sum F_j} - \frac{1}{F_R} \right). \quad (1.3)$$

Вираз (1.3) дає можливість визначити вибійний тиск в обсадній колоні. Оскільки відбір (закачування) газу відбувається у робочій колоні, яка опущена в обсадну на висоту h_x від її дна, то приплив газу до робочої колони відбувається через перфораційні канали площею $2\pi r_k l_k n_0 h_x$, де n_0 - густина перфорації, r_k, l_k - радіус та довжина каналу живлення, відповідно, розміщені на тій самій висоті h_x . Якщо r_1 - внутрішній радіус обсадної колони, r_2 - зовнішній радіус ліфтової колони, відповідно, то площа кільця між обсадною та ліфтовою колонами дорівнює $\pi(r_1^2 - r_2^2)$. Площа живлення в даному випадку приймається як поверхня циліндра радіуса R_0 й висоти h . Тоді формулу (1.3) запишемо так:

$$p_n^{-2} - p_z^{-2} = \frac{\mu q_0}{\pi k h p_0} \times \ln \frac{2\pi R_0 h}{2\pi r_k l_k n_0 h_x + \pi \Theta(n_0)(r_1^2 - r_2^2)} + \beta \frac{\rho_0 q_0^2}{\pi p_0 h_x d} \times \left(\frac{1}{2\pi r_k l_k n_0 h_x + \pi \Theta(n_0)(r_1^2 - r_2^2)} - \frac{1}{2\pi R_0 h} \right). \quad (1.4)$$

В останній формулі функція $\Theta(n_0)$ визначається експериментально і дорівнює нулю при $n_0 = 0$. Введемо позначення

$$A = \frac{\mu}{\pi k h_x p_0^2} \ln \frac{2 \pi r_k h_x}{2 \pi r_k l_k n_0 h_x + \pi \Theta(n_0) (r_1^2 - r_1^2)}, \quad (1.5)$$

$$B = 2 \frac{6 \cdot 10^{-5} d^2}{m k^3} \frac{\rho_0}{\pi p_0 h_x} \times \left(\frac{1}{2 \pi r_k l_k n_0 h_x + \pi \Theta(n_0) (r_1^2 - r_1^2)} - \frac{1}{2 \pi R_0 h} \right). \quad (1.6)$$

Тоді формула (1.4) приймає вигляд:

$$p_n^2 - p_z^2 = A q_0 + B q_0^2. \quad (1.7)$$

Залежність (1.7) пов'язує пластовий тиск з вибійним через об'ємну витрату q_0 та коефіцієнти дифузії $\{A, B\}$.

Для встановлення зв'язку гирлового тиску p_g з пластовим використаємо вираз [2]

$$p_z^2 e^{-b} - p_g^2 = \frac{\lambda q_0^2 \rho_0^2 z R T L}{F_{rk}^2} \frac{1 - e^{-b}}{b},$$

де $b = \frac{2 g L}{z R T}$; L - висота робочої колони; z - коефіцієнт стиснення; R -

газова стала; D - діаметр робочої колони; λ - гідравлічний опір; F_{rk} - площа поперечного перерізу робочої колони, або

$$p_z^2 e^{-b} - p_g^2 = \frac{\lambda q_0^2 \rho_0^2 z R T L}{p_0^2 F_{rk}^2 D} \frac{1 - e^{-b}}{b}, \quad (1.8)$$

$$\bar{p}^2 = p_z / p_0, \bar{p}_g = p_g / p_0,$$

звідки

$$p_z^2 - p_g^2 e^b = \frac{\lambda q_0^2 \rho_0^2 z R T L}{p_0^2 F_{rk}^2 D} \frac{1 - e^{-b}}{b} e^b. \quad (1.9)$$

Нехай

$$\Omega = \frac{\lambda q_0^2 z R T L}{p_0^2 F_{rk}^2 D} \frac{1 - e^{-b}}{b}, b = \frac{1 - e^{-b}}{b}.$$

Тоді

$$p_z^2 - p_g^2 e^b = \Omega b_1 e^b q_0^2. \quad (1.10)$$

З формул (1.7) та (1.10) одержимо:

$$p_z^2 - p_g^2 e^b = A g_0 + B g_0^2 + \Omega b_1 e^b q_0^2$$

Звідси остаточно отримуємо

$$p_g^2 = \left(p_n^2 - A g_0 - B g_0^2 \right) e^b - \Omega b_1 g_0^2. \quad (1.11)$$

Формула (1.11) дає можливість дослідити вплив параметрів свердловини на її дебіт та значення гирлового тиску. Оскільки

$$\bar{p}_g = \sqrt{\left(p_n^2 - A g_0 - B g_0^2 \right) e^b - \Omega b_1 g_0^2} \quad (1.12)$$

то можна досліджувати дебіт свердловини. Розрахунковий дебіт свердловини при заданих значеннях пластового та гирлового тисків визначається залежністю

$$g_{0r} = \frac{-Ae^{-b} + \sqrt{A^2 e^{-2b} - 4(\Omega b_1 + Be^{-b})\left(\bar{p}_g^2 - \bar{p}_n^2 e^{-b}\right)}}{2(\Omega b_1 + Be^{-b})}. \quad (1.13)$$

Для визначення впливу висоти h_x на величину дебіту свердловини $q_{0,r}$ проводився обчислювальний експеримент на свердловині з такими параметрами: $p_n = 62$ атм; $r_1 = 0,0715$ м; $r_2 = 0,06625$ м; $L = 760$ м; $D = 0,141$ м; $R_0 = 70$ м; $l_k = 0,1$ м; $r_k = 0,004$ м; $k = 0,3 \cdot 10^{-12}$ м²; $m = 0,3$. При цьому коефіцієнти стиснення z та гідравлічного опору λ обчислюються за формулами [132, 157]

$$z = \frac{1}{1 + fp}; \lambda = \left(\frac{Y + \varepsilon + C_\lambda^{1.5}}{1 + 76C_\lambda} \right)^{0.2}, \quad (1.14)$$

$$\text{де } \varepsilon = \frac{k_u}{D}, Y = \frac{79}{Re}, C_\lambda = (2Y)^{10}, \quad (1.15)$$

$$Re = \frac{D \nu p}{\mu_0 RT} \frac{T + C}{273 + C} \left(\frac{273}{T} \right)^{3/2}. \quad (1.16)$$

Тут $f = (24 - 0,21t^0 C) \cdot 10^4$, p - вимірюється в атмосферах, k_u - коефіцієнт абсолютної шорсткості труб (k_u і D вимірюються в міліметрах); μ_0 - динамічна в'язкість газу в нормальних умовах, C - стала Сізерленда.

Результати обчислень значень коефіцієнтів $\{A, B\}$ об'єму витрати q_0 та гирлового тиску p_g наведено в табл. 1.3, а в табл. 1.4 - значення дебіту свердловини при сталій величині пластового $p_n = 62$ атм та гирлового $p_g = 56$ атм тисків.

Отримані результати показують, що глибина опускання ліфтової колони має незначний вплив на дебіт свердловини. Тому підіймаючи або опускаючи робочу колони не можна істотно збільшити дебіт свердловини.

Ще більші проблеми виникають при спільній експлуатації покладів одним фондом експлуатаційних свердловин. Чинником, який ускладнює визначення дебітів свердловин та об'ємів експлуатації покладів, є взаємовплив діючих свердловин між собою.

Таблиця 1.3

Коефіцієнти фільтрації (A , B) і гирловий тиск при заданих дебітах свердловини та різних значеннях для щільності перфорації n_0 і глибини опускання ліфтової колони h_x

$h_{x, м}$	$n_0 = 10$				$n_0 = 30$			
	A	B	q_{0r} тис.м за/добу	$p_{г. атм.}$	A	B	q_{0r} тис.м а/добу	$p_{г. атм.}$
10	1,171	0,00580	0,115	57,66635	1,041	0,00195	0,115	57,66647
50	0,234	0,00023	0,115	57,66720	0,208	0,00007	0,115	57,66722
70	0,167	0,00012	0,115	57,66726	0,148	0,00004	0,115	57,66727
90	0,130	0,00007	0,115	57,66729	0,115	0,00002	0,115	57,66730
190	0,061	0,00001	0,115	57,66735	0,054	0	0,115	57,66736
10	1,171	0,00580	9,375	57,58286	1,041	0,00195	9,375	57,59496
50	0,234	0,00023	9,375	57,65484	0,208	0,00007	9,375	57,65686
70	0,167	0,00012	9,375	57,65979	0,148	0,00004	9,375	57,66122
90	0,130	0,00007	9,375	57,66253	0,115	0,00002	9,375	57,66363
190	0,061	0,00001	9,375	57,66756	0,054	0	9,375	57,66808

Вивчення особливостей експлуатації Опарського ПСГ показало, що дренавання кожного покладу залежить, з одного боку, від величин коефіцієнтів фільтраційного (гідравлічного) опору у привибійній зоні, в стовбурі і шлейфі свердловин, у системі газозбірному пункту (ГЗП), з другого боку, залежить від інтерференції пластів між собою в результаті спільного для газу всіх покладів колектору на вході ДКС. Поклади з нижчим тиском при відбиранні газу дренаються значно менше, ніж ті в яких пластовий тиск є вищим. Спостерігається саморегулювання режимів роботи покладів у

залежності від величини робочого тиску на вході ДКС. Тому для більш точного визначення об'ємів пропонується враховувати всю сукупність дії вище зазначених чинників [32].

Таблиця 1.4

Коефіцієнти фільтрації (A , B) та дебіт свердловини (q_{0r}) при різних значеннях щільності перфорації n_0 і глибини опускання ліфтової колони h_x

n_0	A	B	h_x , м	q_{0r} , тис.м ³ за/добу	n_0	A	B	h_x , м	q_{0r} , тис.м ³ за/добу
6	2,459	0,03748	5	4,160251	6	2,459	0,037488	5	4,160988
14	2,261	0,01648	5	4,166747	6	0,493	0,001554	25	4,203956
22	2,154	0,01056	5	4,169411	6	0,274	0,000482	45	4,208527
26	2,115	0,00895	5	4,170349	6	0,224	0,000323	55	4,209562
30	2,082	0,00777	5	4,171138	6	0,189	0,000231	65	4,210274
6	0,129	0,00010	95	4,211511	30	2,081	0,007771	5	4,171138
14	0,119	0,00004	95	4,211735	30	0,416	0,000313	25	4,205635
22	0,113	0,00003	95	4,211854	30	0,231	0,000097	45	4,209437
26	0,111	0,00002	95	4,211897	30	0,189	0,000065	55	4,210307
30	0,109	0,00002	95	4,211935	30	0,160	0,000046	65	4,210897

Розрахункова система рівнянь (на прикладі покладів горизонтів НД-5, НД-7 і НД-8 Опарського ПСГ має вигляд

$$Q_{заг} = \sum_{i=1}^{n_1} q_{ND-5_i} + \sum_{i=1}^{n_2} q_{ND-7_i} + \sum_{i=1}^{n_3} q_{ND-8_i}, \quad (1.17)$$

де $Q_{заг}$ - об'єм нагнітання-відбирання газу з ПСГ за інтервал часу Δt (загальна для покладів величина); q_{ND-5} , q_{ND-7} , q_{ND-8} , дебіт i -ї свердловини покладів НД-5, НД-7, НД-8, тис. м³/ за добу; n_1 , n_2 , n_3 - кількість експлуатаційних свердловин в покладах відповідно.

Дебіт i -ї свердловини для кожного покладу за інтервал часу Δt визначається за формулою

$$q_i = \frac{\sqrt{a_i^2 + 4(b_i + \theta_i + \xi_i e^{2S})(p_{n.ii}^2 - p_{ax. ДКС}^2 e^{2S})}}{2(b_i + \theta_i + \xi_i e^{2S})} - \frac{a_i}{2(b_i + \theta_i + \xi_i e^{2S})}, \quad (1.18)$$

де

$$S = \frac{0,3415 \rho L}{Z_{сер.} T_{сер.}}; \theta = 1,377 \lambda \frac{Z_{сер.}^2 T_{сер.}^2}{D^5} (e^{2S} - 1);$$

a_i, b_i - коефіцієнти фільтраційного опору i -ї свердловини; ξ - коефіцієнт опору при рухові газу по шлейфу свердловини; $p_{n.ii}, p_{ax. ДКС}$ - відповідно середній за Δt пластовий і робочий тиск на вході ДКС, атм; ρ - відносна густина газу; $Z_{сер.}$ - коефіцієнт надстисливості газу; $T_{сер.}$ - середня температура газу у k -ій свердловині; L - глибина свердловини, м; D - внутрішній діаметр ліфтових труб, см; λ - коефіцієнт гідравлічного опору ліфтових труб.

Відомими величинами при вирішенні системи рівнянь (1.17) і (1.18) є загальний для ПСГ об'єм нагнітання-відбирання газу - $Q_{заг}$; пластовий тиск у покладах на початок і кінець інтервалу часу Δt ; фільтраційні параметри свердловин, а також коефіцієнти гідравлічного опору в стовбурі, шлейфі і системі ГЗП. Спільним аргументом для всіх рівнянь є робочий тиск на вході ДКС. Через його знаходження визначаються дебіти всіх свердловин - $q_{нд-5}, q_{нд-7}, q_{нд-8}$. Чим менший часовий інтервал, тим точніше отримане рішення. Система рівнянь вирішується ітераційним шляхом методом "половинного ділення".

На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

- Газодинамічні процеси, що проходять в привибійній зоні газової свердловини залежать від багатьох конструктивних і технологічних факторів. Ці процеси ще більше ускладнюються у випадку підземних сховищ газу з покладами на різних горизонтах.

- Глибина опускання ліфтової колони майже не впливає на дебіт свердловини.

На основі аналізу практики експлуатації ПСГ, відомої технічної літератури і проведених досліджень узагальнені чинники, що впливають на саморозгвинчування різьбових з'єднань труб ліфтових колон:

1. Амплітудно-частотні характеристики вібрацій, які залежать від продуктивності свердловини, тиску газу, викривлення осі свердловини, діаметрів насосно-компресорних і обсадних труб, глибини свердловини, довжини ліфтової колони, довжини перфорованої ділянки, густини перфорації, взаємного розміщення перфорованої ділянки щодо нижнього кінця ліфтової колони.

2. Характер взаємодії колони насосно-компресорних труб з експлуатаційною колоною (сили притискання, сили тертя, форми та розміри областей дотику, ударні явища).

3. Момент затяжки різьбових з'єднань насосно-компресорних труб.

4. Зведений коефіцієнт тертя різі, який залежить від геометричних параметрів різі, стану поверхонь її витків, наявності і властивостей мастила, температури, тощо.

1.5. Обґрунтування задач дослідження

З аналізу науково-технічної літератури, присвяченої питанням розрахунку і експлуатації газових свердловин, випливає, що динамічні явища у ліфтових колонах та умови роботи їх муфтових з'єднань вивчені недостатньо. Не проводилися детальні дослідження динамічної взаємодії колони зі стінкою свердловини, не досліджувався взаємозв'язок поперечних і крутильних коливань та характер розподілу крутних моментів по довжині. Недостатньо вивчено вплив вібрацій на роботу муфтових з'єднань насосно-компресорних труб.

Сучасний стан наукових досліджень у галузі динаміки та міцності колон бурових і насосно-компресорних труб, а також практика експлуатації нафтогазового обладнання свідчить про те, що назріла гостра необхідність

проведення ґрунтовних досліджень з визначення причин, які обумовлюють саморозгвинчування труб ліфтових колон. У зв'язку з цим в даній дисертаційній роботі ставиться за мету:

- розробити математичні моделі та дослідити власні і вимушені коливання ліфтової колони з насосно-компресорних труб з урахуванням можливих граничних умов її закріплення;
- встановити небезпечні частоти коливань з урахуванням дії систематичних або випадкових періодичних сил, що діють при різних режимах експлуатації;
- провести аналіз напружено-деформівного стану та стабільності роботи трубних різьових з'єднань, дослідити механізм їх ослаблення внаслідок деформування і вимушених коливань колони;
- розробити та обґрунтувати раціональні конструктивні методи запобігання відкручуванню нижньої частини колони насосно-компресорних труб та зменшення негативного впливу динамічних навантажень на умови роботи різьових з'єднань колони.

Розв'язання поставлених задач спрямоване на всебічне вивчення умов роботи ліфтових колон і їх муфтових з'єднань, обґрунтування моментів згвинчування елементів з'єднань і раціональних параметрів віброізоляторів колон, що посприє суттєвому підвищенню ефективності експлуатації підземних сховищ газу.

РОЗДІЛ 2

ВІЛЬНІ І ВИМУШЕНІ КОЛИВАННЯ КОЛОНИ НАСОСНО-КОМПРЕСОРНИХ ТРУБ

Технологічні процеси нагнітання газу в підземне сховище та процеси відбору газу супроводжуються інтенсивними вібраціями колони насосно-компресорних труб (ліфтової колони). Збурення динамічних явищ виникає внаслідок дії на нижню частину колони струменів газу, який перебуває у турбулентному русі. Це нерідко призводить до самовільного відкручування нижніх насосно-компресорних труб, внаслідок чого погіршується захист обсадної колони від абразивного зношування. Відкручені труби під час падіння на дно свердловини виходять з ладу. Аналіз умов роботи насосно-компресорних труб та їхніх різьових з'єднань безпосередньо пов'язаний з дослідженням коливань експлуатаційної колони. Виходячи із сучасного стану проблеми, у даному розділі розробляються математичні моделі і алгоритми розрахунків та досліджуються поздовжні, крутильні, поперечні і поперечно-крутильні коливання ліфтової колони з урахуванням взаємодії насосно-компресорних труб зі стінкою свердловини. Дослідження спрямовані на обґрунтування коефіцієнтів жорсткості віброізоляторів, застосування яких дало б можливість суттєво зменшити рівні вібрацій насосно-компресорних труб і забезпечити, за рахунок цього, працездатність ліфтових колон підземних сховищ газу.

2.1. Математичне моделювання поздовжніх і крутильних коливань ліфтової колони

Поздовжні коливання. Розрахункова схема колони насосно-компресорних труб, жорстко защемленої на верхньому кінці, подана на рис. 2.1 у вигляді прямого стержня кусково-сталого поперечного перерізу. Ділянки колони мають довжини l_1, l_2, \dots, l_n , на їхніх межах встановлені

муфти масами m_1, m_2, \dots, m_n . На нижній кінець колони під час відбору або нагнітання газу діє динамічна сила, вертикальна складова якої становить F_x .

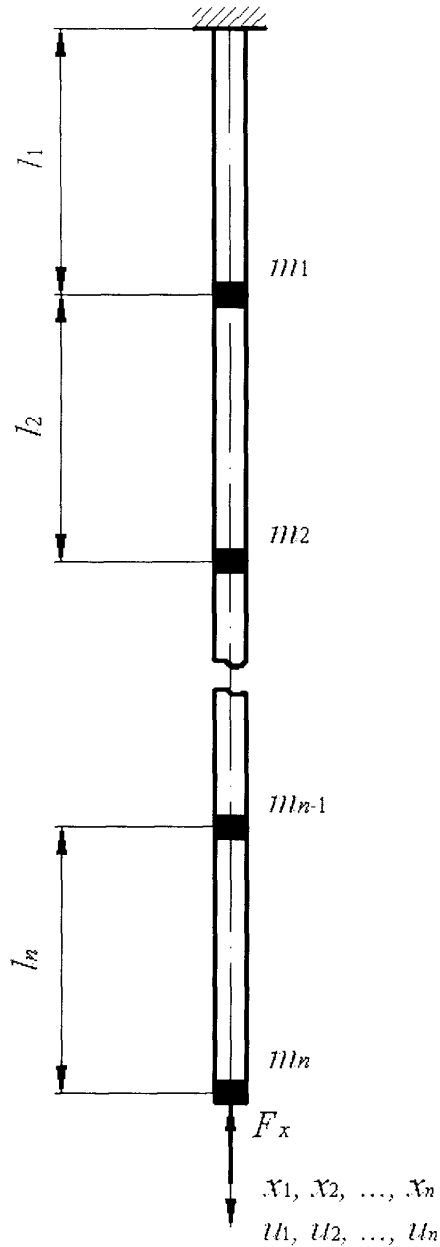


Рис. 2.1. Розрахункова схема для аналізу поздовжніх коливань ліфтової колони

Для описання руху колони у вертикальному напрямі використовуємо координати x_1, x_2, \dots, x_n , початки яких розташовані у верхніх крайніх поперечних перерізах відповідних ділянок. Поздовжні переміщення поперечних перерізів стержня на окремих його ділянках позначаємо як u_i ($i=1, 2, \dots, n$). Рівняння руху ділянок колони записуємо у вигляді

$$\frac{a_i^2}{l_i^2} \frac{\partial^2 u_i}{\partial \xi_i^2} - \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} = 0 \quad (i=1, 2, \dots, n), \quad (2.1)$$

де $a_i = \sqrt{E/\rho_i}$ – швидкість поширення хвиль пружних деформацій уздовж осі стержня (E і ρ_i – модуль пружності першого роду і густина матеріалу насосно-компресорних труб); $\xi_i = x_i/l_i$ – відносна поздовжня координата; t – час.

Крайову умову для верхнього кінця колони записуємо у вигляді

$$u_1(0, t) = 0. \quad (2.2)$$

Крайові умови для стиків сусідніх ділянок стержня подаємо як

$$u_{i+1}(0, t) = u_i(1, t);$$

$$\frac{EA_{i+1}}{l_{i+1}} \frac{\partial u_{i+1}}{\partial \xi_{i+1}} = \frac{EA_i}{l_i} \frac{\partial u_i}{\partial \xi_i} + m_i \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2}, \quad \text{якщо} \quad \xi_i = 1, \quad \xi_{i+1} = 0$$

$$(i = 1, 2, \dots, n - 1), \quad (2.3)$$

де A_i ($i=1, 2, \dots, n$) – площа поперечного перерізу стержня.

Аналогічно записуємо крайову умову для нижнього кінця колони з урахуванням дії динамічного навантаження F_x :

$$\frac{E_n A_n}{l_n} \frac{\partial u_n}{\partial \xi_n} + m_n \frac{\partial^2 u_n}{\partial t^2} = -F_x(t), \quad \text{якщо} \quad \xi_n = 1. \quad (2.4)$$

Співвідношення (2.4) відповідає вимушеним коливанням колони насосно-компресорних труб. У випадку вільних коливань дана умова набирає вигляду:

$$\frac{E_n A_n}{l_n} \frac{\partial u_n}{\partial \xi_n} + m_n \frac{\partial^2 u_n}{\partial t^2} = 0, \quad \text{якщо} \quad \xi_n = 1. \quad (2.5)$$

Припускаючи, що функція $F_x(t)$ періодично змінюється в часі, її окрему k -ту гармоніку записуємо у вигляді

$$F_{xk}(t) = F_{xk}^* \sin \omega t, \quad (2.6)$$

де F_{xk}^* і ω – амплітуда і циклічна частота осьової сили.

З урахуванням (2.6) крайову умову (2.4) перетворюємо до вигляду

$$\frac{EA_n}{l_n} \frac{\partial u_n}{\partial \xi_n} + m_n \frac{\partial^2 u_n}{\partial t^2} = -F_{xk}^* \sin \omega t, \quad \text{якщо } \xi_n = 1. \quad (2.7)$$

Розв'язок рівняння (2.1) у випадку гармонічних коливань має вигляд

$$u_i = U_i(\xi_i) \cos \omega t \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (2.8)$$

де $U_i(\xi_i)$ – амплітудна функція переміщень поперечних перерізів колони в поздовжньому напрямі.

Після підстановки залежностей (2.8) у рівність (2.1) одержуємо рівняння амплітудних функцій

$$U_i'' + \frac{l_i^2 \omega^2}{a_i^2} U_i = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, n). \quad (2.9)$$

Розв'язок рівняння (2.9) записуємо, згідно з методом початкових параметрів, у вигляді

$$X_i(\xi_i) = R_i(\xi_i) X_i(0), \quad (2.10)$$

де

$$X_i(\xi_i) = \begin{pmatrix} U_i(\xi_i) \\ U_i'(\xi_i) \end{pmatrix}; \quad R_i(\xi_i) = \begin{pmatrix} \cos \frac{l_i \omega}{a_i} \xi_i & \frac{a_i}{l_i \omega} \sin \frac{l_i \omega}{a_i} \xi_i \\ -\frac{l_i \omega}{a_i} \sin \frac{l_i \omega}{a_i} \xi_i & \cos \frac{l_i \omega}{a_i} \xi_i \end{pmatrix}.$$

Підставляючи залежність (2.8) до крайових умов (2.2), (2.3), (2.5), одержуємо

$$U_1(0) = 0; \quad (2.11)$$

$$U_{i+1}(0) = U_i(1), \quad \frac{EA_{i+1}}{l_{i+1}} U_{i+1}'(0) = \frac{EA_i}{l_i} U_i'(1) - m_i \omega^2 U_i(1) \quad (i = 1, 2, \dots, n-1), \quad (2.12)$$

$$\frac{E_n A_n}{l_n} U_n'(1) - m_n \omega^2 U_n(1) = 0, \quad (2.13)$$

Отримані рівності (2.12) записуємо як

$$X_{i+1}(0) = S_i X_i(1) \quad (i = 1, 2, \dots, n-1); \quad (2.14)$$

де

$$S_i = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ -\frac{m_i \omega^2 l_{i+1}}{EA_{i+1}} & \frac{A_i l_{i+1}}{A_{i+1} l_i} \end{pmatrix}.$$

З урахуванням залежностей (2.10), (2.11), (2.13), (2.14), отримуємо

$$X_{n+1} = S_n R_n(1) \left[\prod_{j=n-1}^1 S_j R_j(1) \right] X_1(0), \quad (2.15)$$

при чому

$$S_n = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ -\frac{m_n \omega^2 l_n}{E_n A_n} & 1 \end{pmatrix}; \quad X_1(0) = \begin{pmatrix} 0 \\ U'_1(0) \end{pmatrix}; \quad X_{n+1} = \begin{pmatrix} U_n(1) \\ 0 \end{pmatrix}.$$

Власні частоти механічної системи визначаємо з рівняння (2.15) з умови рівності нулю другого елемента матриці-колонки X_{n+1} . Виконуючи розрахунки, ненульову компоненту матриці-колонки $X_1(0)$ задаємо довільно, наприклад, рівною одиниці.

Форми коливань ділянок стержневої конструкції знаходимо за співвідношеннями (2.10). Необхідні для цього матриці-колонки початкових параметрів $X_i(0)$ ($i=1, 2, \dots, n$) визначаємо за допомогою залежностей

$$X_i(0) = \left[\prod_{j=i-1}^1 S_j R_j(1) \right] X_1(0), \quad (2.16)$$

що впливають із (2.10), (2.14).

Для визначення амплітудних функцій вимушених коливань перетворюємо крайову умову (2.7) з урахуванням (2.8) до вигляду

$$\frac{EA_n}{l_n} U'_n(1) - m_n \omega^2 U_n(1) = -F_{xk}^*. \quad (2.17)$$

Визначаючи за залежністю (2.15) реакції першого r_1 і другого r_2 елементів матриці-колонки X_{n+1} на одиничне значення величини $U_1'(0)$, подаємо рівність (2.17) у формі

$$\left(\frac{EA_n}{l_n} r_2 - m_n \omega^2 r_1 \right) U_1'(0) = -F_{xk}^*,$$

звідки одержуємо:

$$U_1'(0) = - \frac{F_{xk}^*}{\left(\frac{EA_n}{l_n} r_2 - m_n \omega^2 r_1 \right)}. \quad (2.18)$$

Обчисливши початкові параметри ділянок колони за допомогою матричної рівності (2.16) з урахуванням залежності (2.18), знаходимо амплітудні функції вимушених гармонічних коливань за співвідношенням (2.10).

Крутильні коливання. Обертальні переміщення поперечних перерізів ліфтової колони на окремих її ділянках (рис. 2.2) позначаємо як γ_i ($i=1, 2, \dots, n$). Рівняння руху ділянок колони записуємо у вигляді

$$\frac{a_i^2}{l_i^2} \frac{\partial^2 \gamma_i}{\partial \xi_i^2} - \frac{\partial^2 \gamma_i}{\partial t^2} = 0 \quad (i=1, 2, \dots, n). \quad (2.19)$$

де $a_i = \sqrt{G/\rho_i}$ – швидкість поширення хвиль пружних деформацій уздовж осі стержня (G – модуль пружності другого роду).

Крайову умову для верхнього кінця колони записуємо у вигляді

$$\gamma_1(0, t) = 0. \quad (2.20)$$

Крайові умови для стиків сусідніх ділянок стержня подаємо як

$$\gamma_{i+1}(0, t) = \gamma_i(1, t);$$

$$\frac{GI_{p,i+1}}{l_{i+1}} \frac{\partial \gamma_{i+1}}{\partial \xi_{i+1}} = \frac{GI_{p,i}}{l_i} \frac{\partial \gamma_i}{\partial \xi_i} + J_i \frac{\partial^2 \gamma_i}{\partial t^2}, \quad \text{якщо } \xi_i = 1, \xi_{i+1} = 0$$

$$(i = 1, 2, \dots, n-1), \quad (2.21)$$

де I_{pi} ($i=1, 2, \dots, n$) – полярні моменти інерції поперечних перерізів ділянок колони; J_i – моменти інерції з'єднувальних муфт.

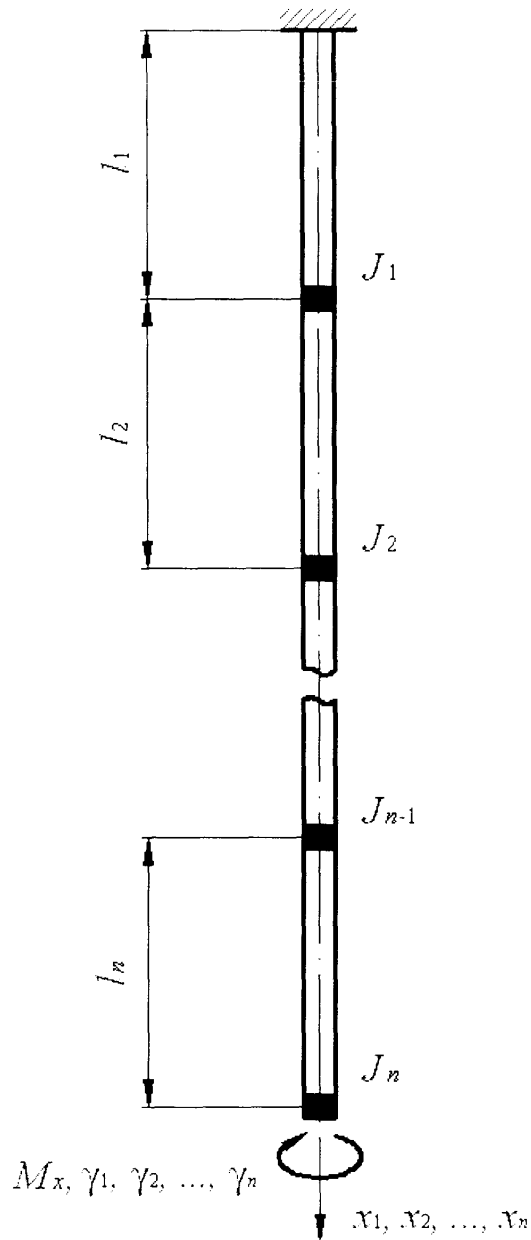


Рис. 2.2. Розрахункова схема для аналізу крутильних коливань ліфтової колони

Аналогічно записуємо крайову умову для нижнього кінця колони з урахуванням дії динамічного навантаження M_x :

$$\frac{G_n I_{pn}}{l_n} \frac{\partial \gamma_n}{\partial \xi_n} + J_n \frac{\partial^2 \gamma_n}{\partial t^2} = -M_x(t), \quad \text{якщо} \quad \xi_n = 1. \quad (2.22)$$

Співвідношення (2.22) відповідає вимушеним коливанням колони насосно-компресорних труб. У випадку вільних коливань дана умова набирає вигляду:

$$\frac{G_n I_{pn}}{l_n} \frac{\partial \gamma_n}{\partial \xi_n} + J_n \frac{\partial^2 \gamma_n}{\partial t^2} = 0, \quad \text{якщо} \quad \xi_n = 1. \quad (2.23)$$

Припускаючи, що функція $M_x(t)$ періодично змінюється в часі, її окрему гармоніку записуємо у вигляді

$$M_{xk}(t) = M_{xk}^* \sin \omega t, \quad (2.24)$$

де M_{xk}^* і ω – амплітуда і циклічна частота осьової сили.

З урахуванням (2.24) крайову умову (2.22) перетворюємо до вигляду

$$\frac{G_n I_{pn}}{l_n} \frac{\partial \gamma_n}{\partial \xi_n} + J_n \frac{\partial^2 \gamma_n}{\partial t^2} = -M_{xk}^* \sin \omega t, \quad \text{якщо} \quad \xi_n = 1. \quad (2.25)$$

Розв'язок рівняння (2.19) у випадку гармонічних коливань має вигляд

$$\gamma_i = \Gamma_i(\xi_i) \cos \omega t \quad (i=1, 2, \dots, n), \quad (2.26)$$

де $\Gamma_i(\xi_i)$ – амплітудна функція переміщень поперечних перерізів колони в поздовжньому напрямі.

Після підстановки залежностей (2.26) у рівність (2.19) одержуємо рівняння амплітудних функцій

$$\Gamma_i'' + \frac{l_i^2 \omega^2}{a_i^2} \Gamma_i = 0 \quad (i=1, 2, \dots, n). \quad (2.27)$$

Розв'язок рівняння (2.27) записуємо, згідно з методом початкових параметрів, у вигляді

$$X_i(\xi_i) = R_i(\xi_i) X_i(0), \quad (2.28)$$

де

$$X_i(\xi_i) = \begin{pmatrix} \Gamma_i(\xi_i) \\ \Gamma_i'(\xi_i) \end{pmatrix}; \quad R_i(\xi_i) = \begin{pmatrix} \cos \frac{l_i \omega}{a_i} \xi_i & \frac{a_i}{l_i \omega} \sin \frac{l_i \omega}{a_i} \xi_i \\ -\frac{l_i \omega}{a_i} \sin \frac{l_i \omega}{a_i} \xi_i & \cos \frac{l_i \omega}{a_i} \xi_i \end{pmatrix}.$$

Підставляючи залежність (2.26) до крайових умов (2.20), (2.21), (2.23), одержуємо

$$\Gamma_1(0) = 0; \quad (2.29)$$

$$\Gamma_{i+1}(0) = \Gamma_i(1), \quad \frac{EA_{i+1}}{l_{i+1}} \Gamma_{i+1}'(0) = \frac{EA_i}{l_i} \Gamma_i'(1) - J_i \omega^2 \Gamma_i(1) \quad (i = 1, 2, \dots, n-1); \quad (2.30)$$

$$\Gamma_n'(1) = 0. \quad (2.31)$$

Отримані рівності (2.30) записуємо як

$$X_{i+1}(0) = S_i X_i(1) \quad (i = 1, 2, \dots, n-1); \quad (2.32)$$

де

$$S_i = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ -J_i \omega^2 & \frac{I_{pi} l_{i+1}}{I_{p,i+1} l_i} \end{pmatrix}.$$

З урахуванням залежностей (2.28), (2.29), (2.31), (2.32) отримуємо

$$X_{n+1} = S_n R_n(1) \left[\prod_{j=n-1}^1 S_j R_j(1) \right] X_1(0), \quad (2.33)$$

при чому

$$S_n = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ -\frac{m_n \omega^2 l_n}{G_n I_{pn}} & 1 \end{pmatrix}; \quad X_1(0) = \begin{pmatrix} 0 \\ \Gamma_1'(0) \end{pmatrix}; \quad X_{n+1} = \begin{pmatrix} \Gamma_n(1) \\ 0 \end{pmatrix}.$$

Власні частоти механічної системи визначаємо з рівняння (2.33) з умови рівності нулю другого елемента матриці-колонки X_{n+1} . Виконуючи

розрахунки, ненульову компоненту матриці-колонки $X_1(0)$ задаємо довільно, наприклад, рівною одиниці.

Форми коливань ділянок стержневої конструкції знаходимо за співвідношеннями (2.28). Необхідні для цього матриці-колонки початкових параметрів $X_i(0)$ ($i=1, 2, \dots, n$) визначаємо за допомогою залежностей

$$X_i(0) = \left[\prod_{j=i-1}^1 S_j R_j(1) \right] X_1(0), \quad (2.34)$$

що випливають із (2.28), (2.32).

Для визначення амплітудних функцій вимушених коливань перетворюємо крайову умову (2.25) з урахуванням (2.26) до вигляду

$$\frac{GI_{pn}}{l_n} \Gamma'_n(1) - J_n \omega^2 \Gamma_n(1) = -M_{xk}^*. \quad (2.35)$$

Визначаючи за залежністю (2.33) реакції першого r_1 і другого r_2 елементів матриці-колонки X_{n+1} на одиничне значення величини $U_1'(0)$, подаємо рівність (2.35) у формі

$$\left(\frac{GI_{pn}}{l_n} r_2 - J_n \omega^2 r_1 \right) \Gamma'_1(0) = -M_{xk}^*,$$

звідки одержуємо:

$$\Gamma'_1(0) = - \frac{M_{xk}^*}{\left(\frac{GI_{pn}}{l_n} r_2 - J_n \omega^2 r_1 \right)}. \quad (2.36)$$

Обчисливши початкові параметри ділянок колони за допомогою матричної рівності (2.34) з урахуванням залежності (2.36), знаходимо амплітудні функції вимушених гармонічних коливань за співвідношенням (2.28).

2.2. Математичне моделювання поперечних коливань ліфтової колони

Розрахункова схема для дослідження поперечних коливань колони насосно-компресорних труб подана на рис. 2.3. Як і в попередньому випадку, колона розглядається як прямий стержень кусково-сталого поперечного перерізу, защемлений своїм верхнім кінцем на гирлі свердловини. Ділянки колони, що складаються з однакових труб, мають довжини l_1, l_2, \dots, l_n . На межах сусідніх ділянок передбачається можливість пружного обпирання колони на стінку свердловини, жорсткості дискретних пружних опор позначаємо як c_1, c_2, \dots, c_n . Горизонтальна складова динамічного навантаження, що діє на нижній кінець колони, становить F_w . Поздовжні координати, початки яких розташовані у верхніх крайніх перерізах відповідних ділянок колони, позначаємо як x_1, x_2, \dots, x_n , а прогини ділянок колони – як w_1, w_2, \dots, w_n .

Рівняння поперечних коливань ділянок секцій колони запишемо із застосуванням технічної теорії згину у вигляді

$$\frac{\partial^4 w_i}{\partial \xi_i^4} + \frac{\mu_i l_i^4}{EI_i} \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2} = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (2.37)$$

де E – модуль пружності матеріалу насосно-компресорних труб; I_i, μ_i – осьовий момент інерції поперечного перерізу і погонна маса ділянки колони; $\xi_i = x_i/l_i$ – відносна поздовжня координата; t – час.

Кут повороту поперечного перерізу стержня, згинальний момент і поперечна сила визначаються залежностями

$$\varphi_i = \frac{1}{l_i} \frac{\partial w_i}{\partial \xi_i}; \quad M_i = -\frac{EI_i}{l_i^2} \frac{\partial^2 w_i}{\partial \xi_i^2}; \quad Q_i = -\frac{EI_i}{l_i^3} \frac{\partial^3 w_i}{\partial \xi_i^3} \quad (i = 1, 2, \dots, n). \quad (2.38)$$

Крайові умови для шарнірно опертого кінця нижньої секції запишемо у вигляді

$$w_1(0, t) = 0; \quad \varphi_1(0, t) = 0. \quad (2.39)$$

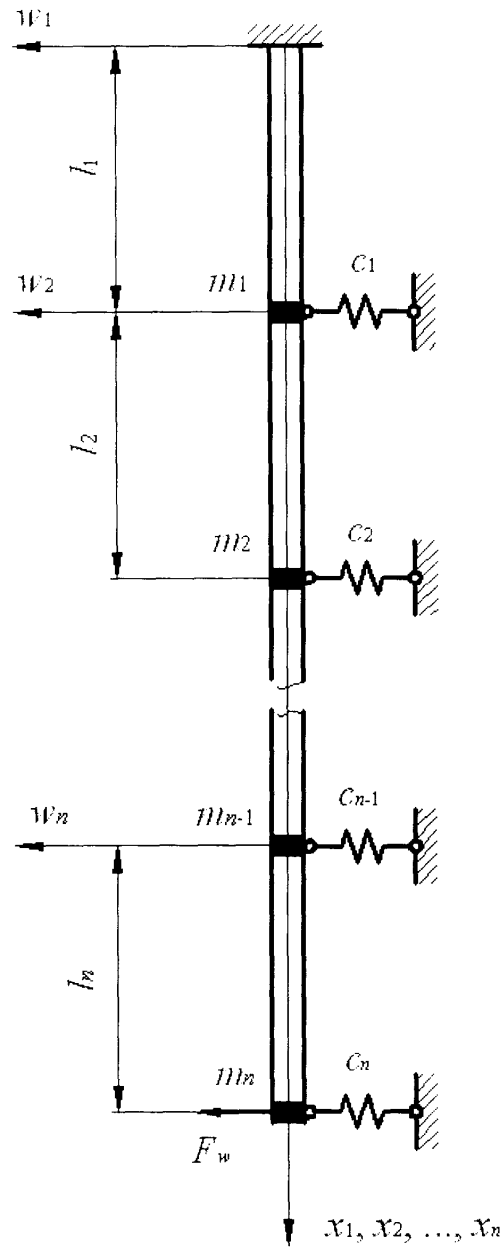


Рис. 2.3. Розрахункова схема для аналізу поперечних коливань ліфтової колони

Умови спряження ділянок колони виражаються співвідношеннями

$$w_{i+1}(0, t) = w_i(1, t); \quad \varphi_{i+1}(0, t) = \varphi_i(1, t);$$

$$Q_{i+1}(0, t) = Q_i(1, t) + c_i w_i(1, t); \quad M_{i+1}(0, t) = M_i(1, t) \quad (i = 1, 2, \dots, n-1). \quad (2.40)$$

Крайові умови для нижнього кінця колони мають вигляд

$$M_n(1, t) = 0; \quad Q_n(1, t) + c_n w_n(1, t) = F_w(t). \quad (2.41)$$

Таким чином, аналіз вимушених коливань розглянутої колони насосно-компресорних труб зводиться до знаходження таких розв'язків рівнянь з частковими похідними (2.37), які б задовольняли крайові умови (2.39) – (2.41).

Виділяючи окрему гармоніку коливального процесу, горизонтальну складову навантаження на нижній кінець колони записуємо у вигляді

$$F_{wk}(t) = F_{wk}^* \sin \omega t, \quad (2.42)$$

де F_{wk}^* і ω – амплітуда і циклічна частота осьової сили.

З урахуванням (2.42) крайові умови (2.41) подаємо у вигляді

$$M_n(1,t) = 0; \quad Q_n(1,t) + c_n w_n(1,t) = F_{wk}^* \sin \omega t. \quad (2.43)$$

Для вільних поперечних коливань колони крайові умови на нижньому її кінці набувають вигляду

$$M_n(1,t) = 0; \quad Q_n(1,t) + c_n w_n(1,t) = 0. \quad (2.44)$$

У випадку гармонічних коливань механічної системи розв'язки рівнянь (2.37) шукаємо у вигляді

$$w_i(\xi, t) = W_i(\xi_i) \sin \omega t \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (2.45)$$

де $W_i(\xi_i)$ – амплітудні функції прогинів ділянок колони.

Кут повороту поперечного перерізу і внутрішні силові фактори ділянки колони з урахуванням (2.38), (2.43) подаємо як

$$\begin{aligned} \varphi_i(\xi, t) &= \Phi_i(\xi_i) \sin \omega t; \quad M_i(\xi, t) = M_i^*(\xi_i) \sin \omega t; \\ Q_i(\xi, t) &= Q_i^*(\xi_i) \sin \omega t \quad (i = 1, 2, \dots, n), \end{aligned} \quad (2.46)$$

де $\Phi_i(\xi_i)$, $M_i^*(\xi_i)$, $Q_i^*(\xi_i)$ – амплітудні функції обертального переміщення поперечного перерізу та відповідних внутрішніх силових факторів.

Розділяючи змінні в рівняннях (2.37) з урахуванням (2.43), одержуємо диференціальні рівняння амплітудних функцій

$$\frac{d^4 W_i}{d\xi_i^4} - c_i^4 W_i = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (2.47)$$

де

$$c_i^4 = \frac{\omega^2 \mu_i l_i^4}{EI_i}.$$

Відповідно до методу початкових параметрів, розв'язки рівнянь (2.45) подаємо у матричній формі

$$Y_i(\xi_i) = S_i(\xi_i) Y_i(0) \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (2.48)$$

де

$$Y_i(\xi_i) = \text{col}(W_i(\xi_i), W_i'(\xi_i), W_i''(\xi_i), W_i'''(\xi_i)),$$

$$S_i(\xi_i) = \begin{pmatrix} \psi_{1i}(\xi_i) & \psi_{2i}(\xi_i) & \psi_{3i}(\xi_i) & \psi_{4i}(\xi_i) \\ \psi'_{1i}(\xi_i) & \psi'_{2i}(\xi_i) & \psi'_{3i}(\xi_i) & \psi'_{4i}(\xi_i) \\ \psi''_{1i}(\xi_i) & \psi''_{2i}(\xi_i) & \psi''_{3i}(\xi_i) & \psi''_{4i}(\xi_i) \\ \psi'''_{1i}(\xi_i) & \psi'''_{2i}(\xi_i) & \psi'''_{3i}(\xi_i) & \psi'''_{4i}(\xi_i) \end{pmatrix}. \quad (2.49)$$

Тут $\psi_{1i}, \psi_{2i}, \psi_{3i}, \psi_{4i}$ – фундаментальна система інтегралів рівняння (2.45), що визначаються за формулами

$$\psi_{1i}(\xi_i) = \frac{1}{2}(\text{ch } c_i \xi_i + \cos c_i \xi_i), \quad \psi_{2i}(\xi_i) = \frac{1}{2}(\text{sh } c_i \xi_i + \sin c_i \xi_i),$$

$$\psi_{3i}(\xi_i) = \frac{1}{2}(\text{ch } c_i \xi_i - \cos c_i \xi_i), \quad \psi_{4i}(\xi_i) = \frac{1}{2}(\text{sh } c_i \xi_i - \sin c_i \xi_i). \quad (2.50)$$

Із сумісного розгляду залежностей (2.38), (2.45), (2.46) одержуємо матричні рівності

$$F_i(\xi_i) = B_{1i} Y_i(\xi_i), \quad Y_i(\xi_i) = B_{2i} F_i(\xi_i) \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (2.51)$$

де

$$B_{1i} = \text{diag}(1, 1/l_i, -EI_i/l_i^2, -EI_i/l_i^3),$$

$$B_{2i} = \text{diag}(1, l_i, -l_i^2 / (EI_i), -l_i^3 / (EI_i)); \quad (2.52)$$

$$F_i(\xi_i) = \text{col}(W_i(\xi_i), \Phi_i(\xi_i), M_i^*(\xi_i), Q_i^*(\xi_i)). \quad (2.53)$$

Беручи до уваги залежності (2.48)–(2.53), записуємо матричне співвідношення

$$F_i(\xi_i) = B_{1i} S_i(\xi_i) B_{2i} F_i(0) \quad (i = 1, 2, \dots, n). \quad (2.54)$$

З урахуванням (2.45), (2.46) виключаємо з крайових умов (2.39), (2.40), (2.43), (2.44) функції часу, після чого одержуємо

$$F_{i+1}(0) = R_i F_i(1) \quad (i = 1, 2, \dots, n-1); \quad F_{n+1} = R_n F_n(1), \quad (2.55)$$

де

$$R_i = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ c_i & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (i = 1, 2, \dots, n),$$

причому, матриця–колонка F_{n+1} у випадку вільних та гармонічних вимушених коливань визначається, відповідно, як

$$F_{n+1} = \text{col}(W_n(1), \Phi_n(1), 0, 0), \quad (2.56)$$

$$F_{n+1} = \text{col}(W_n(1), \Phi_n(1), 0, F_{wk}^*). \quad (2.57)$$

Виключаючи функції часу із залежностей (2.39) з урахуванням (2.45) і першого співвідношення (2.46), одержуємо

$$W_1(0) = 0; \quad \Phi_1(0) = 0. \quad (2.58)$$

З урахуванням залежностей (2.54), (2.55) – (2.58) запишемо матричне співвідношення

$$F_{n+1} = \prod_{i=n}^1 (R_i B_{1i} S_i(1) B_{2i}) F_1(0), \quad (2.59)$$

де

$$F_1(0) = \text{col}(0, 0, M_1^*(0), Q_1^*(0)). \quad (2.60)$$

Вільні коливання механічної системи аналізуємо у такій послідовності. Реакції третього і четвертого елементів матриці-колонки F_{n+1} , що виражається співвідношенням (2.56), на одиничні значення третьої та четвертої компонент матриці-колонки $F_1(0)$, яка має вигляд (2.60), позначаємо m_m , m_q , q_m та q_q відповідно. Для того, щоб третій і четвертий елементи матриці-колонки F_{n+1} дорівнювали нулю, повинні задовольнятися співвідношення

$$\begin{aligned} m_m \Phi_1(0) + m_q Q_1(0) &= 0; \\ q_m M_1(0) + q_q Q_1(0) &= 0. \end{aligned} \quad (2.61)$$

Ненульові розв'язки однорідної системи рівнянь (2.61) існують за умови, що її визначник дорівнює нулю. Отже, частотне рівняння механічної системи має вигляд

$$m_m q_q - m_q q_m = 0. \quad (2.62)$$

Величини m_m , m_q , q_m , q_q , що входять до рівнянь (2.62), є функціями циклічної частоти ω і визначаються за допомогою матричної рівності (2.59). З умови (2.62) визначаємо власні частоти механічної системи. Форми коливань ділянок секцій колони знаходимо за залежністю (2.54) з урахуванням співвідношень (2.49), (2.50), (2.52). Для того, щоб сформувати матрицю-колонку (2.60), яка містить початкові параметри першої ділянки, з точністю до сталого множника визначаємо невідомі однорідної системи рівнянь (2.61). Початкові параметри інших ділянок знаходимо за співвідношеннями

$$F_i(0) = \prod_{j=i-1}^1 (R_j B_{1j} S_j(1) B_{2j}) F_1(0) \quad (i = 2, 3, \dots, n), \quad (2.63)$$

що впливають із залежностей (2.54) та (2.55).

Розглянута методика розрахунку частот і форм вільних коливань східчастої колони насосно-компресорних труб ґрунтується на застосуванні методу початкових параметрів що сприяє систематизації обчислювального процесу та полегшенню числової реалізації методики за допомогою комп'ютера.

Для виконання розрахунку вимушених коливань механічної системи спочатку обчислюємо реакції третього і четвертого елементів матриці-колонки F_{n+1} на одиничні значення третьої та четвертої компонент матриці-колонки $F_1(0)$, результати розрахунку позначаємо m_m , m_q , q_m та q_q відповідно. Відтак, по аналогії з (2.61) формуємо неоднорідну систему рівнянь

$$m_m \Phi_1(0) + m_q Q_1(0) = 0;$$

$$q_m M_1(0) + q_q Q_1(0) = F_{wk}^*. \quad (2.64)$$

Розв'язуючи систему (2.64), знаходимо початкові параметри для першої ділянки колони, а, послідовно застосовуючи співвідношення (2.63) – для будь-якої іншої ділянки. Амплітудні функції коливального процесу визначаємо за допомогою залежності (2.54).

2.3. Розрахунок поперечно-крутильних коливань ліфтової колони з урахуванням її взаємодії зі стінкою свердловини

Аналіз умов роботи труб і різьбових з'єднань ліфтової колони безпосередньо пов'язаний з дослідженням її поперечно-крутильних коливань. У даному підрозділі на основі застосування методу скінченних елементів розробляється математична модель коливальних явищ з урахуванням незначного просторового викривлення осі свердловини.

Колону насосно-компресорних труб розглядаємо як стержень, що має в недеформованому стані прямолінійну вісь, а в робочому стані – вісь, викривлену у просторі у зв'язку з криволінійністю осі свердловини. Елементарні ділянки насосно-компресорних труб під дією внутрішніх сил можуть вільно переміщуватися у поперечних напрямках лише на величину зазору між насосно-компресорними і обсадними трубами. Цілком очевидно, що характер як статичної, так і динамічної взаємодії колони зі стінкою свердловини суттєво залежать від форми осі свердловини.

Для побудови скінченно-елементної моделі опущеної у свердловину ліфтової колони розбиваємо стержень на n ділянок довжинами l_1, l_2, \dots, l_n (рис. 2.4), а його розподілену масу замінюємо зосередженими у вузлах масами

$$m_i = \frac{1}{2} \rho (A_i l_i + A_{i+1} l_{i+1}) \quad (i=1, 2, \dots, n-1); \quad m_n = \frac{1}{2} \rho A_n l_n, \quad (2.65)$$

де ρ – густина матеріалу; A_i, l_i ($i=1, 2, \dots, n$) – площі поперечних перерізів і довжини ділянок.

Рух колони насосно-компресорних труб розглядаємо в декартовій системі координат x, y, z (рис. 2.4), вісь x якої направлена вертикально вниз, а початок координат O збігається зі спільним центром верхніх крайніх

поперечних перерізів колони і свердловини. Рівняння викривленої осі свердловини задаємо у вигляді

$$y = y_0(x); \quad z = z_0(x) \quad (0 \leq x \leq l), \quad (2.66)$$

де l – глибина занурення колони у свердловину.

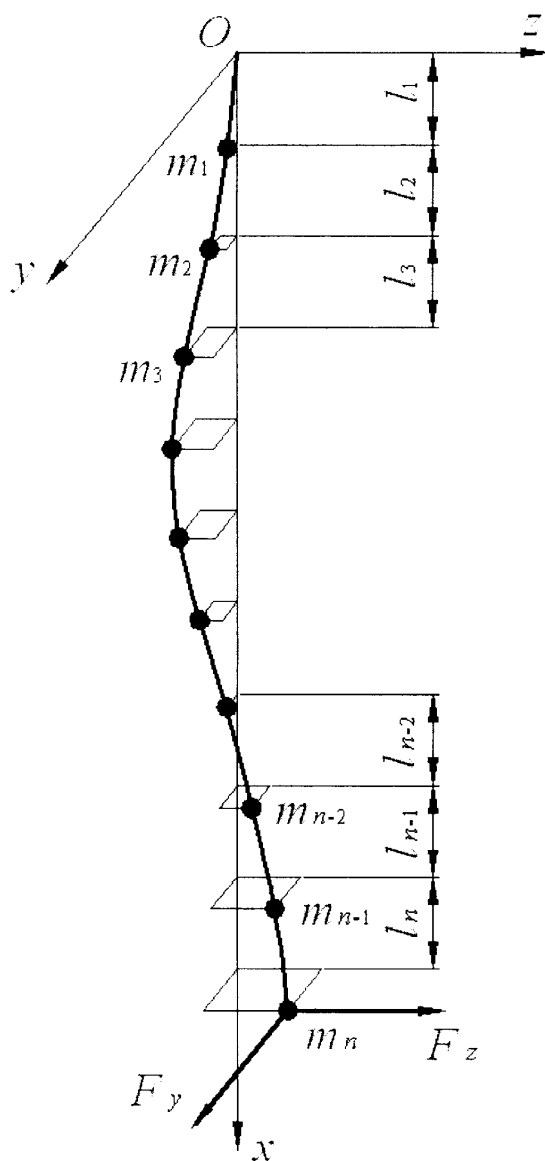


Рис. 2.4. Дискретна модель колони насосно-компресорних труб

Розглянемо взаємодію у площині xOy двох сусідніх ділянок колони з вузлом, який їх сполучає (рис. 2.5), позначивши переміщення вузла з порядковим номером i ($i=1, 2, \dots, n$) в напрямі осі y як y_i ; кут повороту цього

вузла в напрямі руху стрілки годинника – як φ_i ; проекцію на вісь y реакції стінки свердловини на даний вузол – як R_{yi} ; поперечні сили і згинальні моменти на кінцях ділянки (скінченного елемента) з порядковим номером i – як Q_{1i} , M_{1i} , Q_{2i} , M_{2i} .

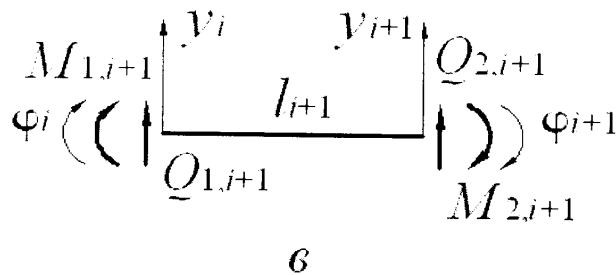
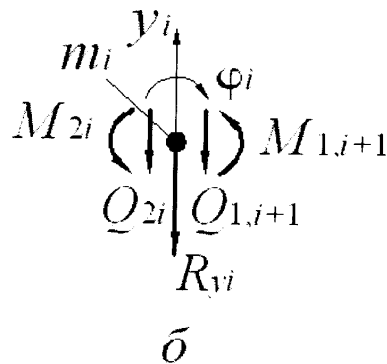
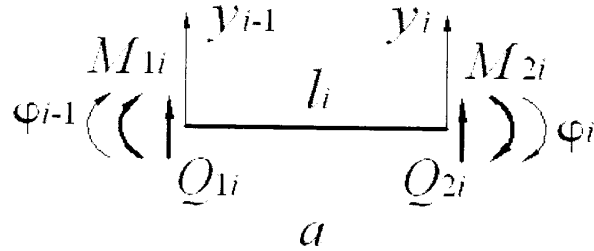


Рис. 2.5. Сили, що діють на скінченні елементи колони та на з'єднувальні вузли

Згідно з технічною теорією згину та з урахуванням рівності нулю поступального і обертального переміщень защемленого верхнього кінця колони записуємо вирази внутрішніх сил, що передаються на вузли колони,

$$\begin{pmatrix} Q_{2i} \\ M_{2i} \end{pmatrix} = \frac{2EI_1}{l_1^3} \begin{pmatrix} 6 & 3l_1 \\ 3l_1 & 2l_1^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y_i \\ \varphi_i \end{pmatrix} + \frac{2v_0 I_1}{l_1^3} \begin{pmatrix} 6 & 3l_1 \\ 3l_1 & 2l_1^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} v_1 \\ \eta_1 \end{pmatrix}; \quad (2.67)$$

$$\begin{pmatrix} Q_{2i} \\ M_{2i} \end{pmatrix} = \frac{2EI_i}{l_i^3} \begin{pmatrix} -6 & 3l_i \\ -3l_i & l_i^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y_{i-1} \\ \varphi_{i-1} \end{pmatrix} + \frac{2EI_i}{l_i^3} \begin{pmatrix} 6 & 3l_i \\ 3l_i & 2l_i^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y_i \\ \varphi_i \end{pmatrix} + \\ + \frac{2v_0 I_i}{l_i^3} \begin{pmatrix} -6 & 3l_i \\ -3l_i & l_i^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} v_{i-1} \\ \eta_{i-1} \end{pmatrix} + \frac{2v_0 I_i}{l_i^3} \begin{pmatrix} 6 & 3l_i \\ 3l_i & 2l_i^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} v_i \\ \eta_i \end{pmatrix} \quad (2.68)$$

$$(i = 2, 3, \dots, n);$$

$$\begin{pmatrix} Q_{1,i+1} \\ M_{1,i+1} \end{pmatrix} = \frac{2EI_{i+1}}{l_{i+1}^3} \begin{pmatrix} 6 & -3l_{i+1} \\ -3l_{i+1} & 2l_{i+1}^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y_i \\ \varphi_i \end{pmatrix} + \frac{2EI_{i+1}}{l_{i+1}^3} \begin{pmatrix} -6 & -3l_{i+1} \\ 3l_{i+1} & l_{i+1}^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y_{i+1} \\ \varphi_{i+1} \end{pmatrix} + \\ + \frac{2v_0 I_{i+1}}{l_{i+1}^3} \begin{pmatrix} 6 & -3l_{i+1} \\ -3l_{i+1} & 2l_{i+1}^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} v_i \\ \eta_i \end{pmatrix} + \frac{2v_0 I_{i+1}}{l_{i+1}^3} \begin{pmatrix} -6 & -3l_{i+1} \\ 3l_{i+1} & l_{i+1}^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} v_{i+1} \\ \eta_{i+1} \end{pmatrix} \quad (2.69)$$

$$(i = 1, 2, \dots, n-1),$$

де E – модуль Юнга матеріалу насосно-компресорних труб; v_0 – модуль затухання; I_i ($i=1, 2, \dots, n$) – осьовий момент поперечного перерізу ділянки труби; v_i та η_i ($i=1, 2, \dots, n$) – швидкості поступального і обертального руху вузлів.

Застосовуючи принцип Даламбера, записуємо рівняння поступального руху вузлів в напрямі осі y :

$$m_i \frac{d^2 y_i}{dt^2} + Q_{2i} + Q_{1,i+1} + R_{y_i} = 0 \quad (i=1, 2, \dots, n-1); \quad m_n \frac{d^2 y_n}{dt^2} + Q_{2n} + R_{y_n} = P_{y_n}, \quad (2.70)$$

де P_{y_n} – проекція динамічного навантаження нижнього кінця колони на вісь y .

З урахуванням співвідношень (2.67) – (2.70) одержуємо

$$m_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} + 12E \begin{pmatrix} \frac{I_1}{l_1^3} + \frac{I_2}{l_2^3} & -\frac{I_2}{l_2} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y_1 \\ y_2 \end{pmatrix} + 6E \begin{pmatrix} \frac{I_1}{l_1^2} - \frac{I_2}{l_2^2} & -\frac{I_2}{l_2^2} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{pmatrix} + \\ + 12v_0 \begin{pmatrix} \frac{I_1}{l_1^3} + \frac{I_2}{l_2^3} & -\frac{I_2}{l_2} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} v_1 \\ v_2 \end{pmatrix} + 6v_0 \begin{pmatrix} \frac{I_1}{l_1^2} - \frac{I_2}{l_2^2} & -\frac{I_2}{l_2^2} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \eta_1 \\ \eta_2 \end{pmatrix} + R_{y_1} = 0; \quad (2.71)$$

$$\begin{aligned}
& m_i \frac{d^2 y_i}{dt^2} + 12E \begin{pmatrix} -\frac{I_i}{l_i^3} & \frac{I_i}{l_i^3} + \frac{I_{i+1}}{l_{i+1}^3} & -\frac{I_{i+1}}{l_{i+1}^3} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y_{i-1} \\ y_i \\ y_{i+1} \end{pmatrix} + \\
& 6E \begin{pmatrix} \frac{I_i}{l_i^2} & \frac{I_i}{l_i^2} - \frac{I_{i+1}}{l_{i+1}^2} & -\frac{I_{i+1}}{l_{i+1}^2} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \Phi_{i-1} \\ \Phi_i \\ \Phi_{i+1} \end{pmatrix} + \\
& + 12v_0 \begin{pmatrix} -\frac{I_i}{l_i^3} & \frac{I_i}{l_i^3} + \frac{I_{i+1}}{l_{i+1}^3} & -\frac{I_{i+1}}{l_{i+1}^3} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} v_{i-1} \\ v_i \\ v_{i+1} \end{pmatrix} + 6v_0 \begin{pmatrix} \frac{I_i}{l_i^2} & \frac{I_i}{l_i^2} - \frac{I_{i+1}}{l_{i+1}^2} & -\frac{I_{i+1}}{l_{i+1}^2} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \eta_{i-1} \\ \eta_i \\ \eta_{i+1} \end{pmatrix} + R_{yi} = 0
\end{aligned} \tag{2.72}$$

$$(i = 2, 3, \dots, n-1);$$

$$\begin{aligned}
& m_n \frac{d^2 y_n}{dt^2} + 12E \begin{pmatrix} -\frac{I_n}{l_n^3} & \frac{I_n}{l_n^3} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y_{n-1} \\ y_n \end{pmatrix} + 6E \begin{pmatrix} \frac{I_n}{l_n^2} & \frac{I_n}{l_n^2} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \Phi_{n-1} \\ \Phi_n \end{pmatrix} + \\
& + 12v_0 \begin{pmatrix} -\frac{I_n}{l_n^3} & \frac{I_n}{l_n^3} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} v_{n-1} \\ v_n \end{pmatrix} + 6v_0 \begin{pmatrix} \frac{I_n}{l_n^2} & \frac{I_n}{l_n^2} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \eta_{n-1} \\ \eta_n \end{pmatrix} + R_{yn} = P_{yn}.
\end{aligned} \tag{2.73}$$

Нехтуючи інерцією обертальних рухів вузлів, запишемо рівняння рівноваги моментів у вигляді

$$M_{2i} + M_{1,i+1} = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, n-1); \quad M_{2n} = 0. \tag{2.74}$$

З урахуванням (2.67) – (2.69) перетворюємо співвідношення (2.74) до вигляду

$$\begin{aligned}
& 6E \begin{pmatrix} \frac{I_1}{l_1^2} - \frac{I_2}{l_2^2} & \frac{I_2}{l_2^2} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y_1 \\ y_2 \end{pmatrix} + 2E \begin{pmatrix} \frac{2I_1}{l_1} + \frac{2I_2}{l_2} & \frac{I_2}{l_2} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \Phi_1 \\ \Phi_2 \end{pmatrix} + \\
& + 6v_0 \begin{pmatrix} \frac{I_1}{l_1^2} - \frac{I_2}{l_2^2} & \frac{I_2}{l_2^2} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} v_1 \\ v_2 \end{pmatrix} + 2v_0 \begin{pmatrix} \frac{2I_1}{l_1} + \frac{2I_2}{l_2} & \frac{I_2}{l_2} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \eta_1 \\ \eta_2 \end{pmatrix} = 0; \tag{2.75} \\
& 6E \begin{pmatrix} -\frac{I_i}{l_i^2} & \frac{I_i}{l_i^2} - \frac{I_{i+1}}{l_{i+1}^2} & \frac{I_{i+1}}{l_{i+1}^2} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y_{i-1} \\ y_i \\ y_{i+1} \end{pmatrix} + 2E \begin{pmatrix} \frac{I_i}{l_i} & \frac{2I_i}{l_i} + \frac{2I_{i+1}}{l_{i+1}} & \frac{I_{i+1}}{l_{i+1}} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \Phi_{i-1} \\ \Phi_i \\ \Phi_{i+1} \end{pmatrix} +
\end{aligned}$$

$$+6v_0 \begin{pmatrix} -\frac{I_i}{l_i^2} & \frac{I_i}{l_i^2} - \frac{I_{i+1}}{l_{i+1}^2} & \frac{I_{i+1}}{l_{i+1}^2} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} v_{i-1} \\ v_i \\ v_{i+1} \end{pmatrix} + 2v_0 \begin{pmatrix} \frac{I_i}{l_i} & \frac{2I_i}{l_i} + \frac{2I_{i+1}}{l_{i+1}} & \frac{I_{i+1}}{l_{i+1}} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \eta_{i-1} \\ \eta_i \\ \eta_{i+1} \end{pmatrix} = 0 \quad (2.76)$$

$$(i = 2, 3, \dots, n-1);$$

$$6E \begin{pmatrix} -\frac{I_n}{l_n^2} & \frac{I_n}{l_n^2} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y_{n-1} \\ y_n \end{pmatrix} + 2E \begin{pmatrix} \frac{I_n}{l_n} & \frac{2I_n}{l_n} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \varphi_{n-1} \\ \varphi_n \end{pmatrix} + \\ 6v_0 \begin{pmatrix} -\frac{I_n}{l_n^2} & \frac{I_n}{l_n^2} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} v_{n-1} \\ v_n \end{pmatrix} + 2v_0 \begin{pmatrix} \frac{I_n}{l_n} & \frac{2I_n}{l_n} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \eta_{n-1} \\ \eta_n \end{pmatrix} = 0. \quad (2.77)$$

Об'єднаємо залежності (2.71) – (2.73) в єдину матричну рівність

$$M \frac{d^2 Y}{dt^2} + C_y Y + C_\varphi \Phi + N_y V + N_\varphi H + R_y = P_y, \quad (2.78)$$

де Y і Φ – матриці-колонки невідомих переміщень,

$$Y = \text{col}(y_1, y_2, \dots, y_n); \quad \Phi = \text{col}(\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n);$$

V , H – матриці-колонки швидкостей поступального і обертального руху вузлів,

$$V = \text{col}(v_1, v_2, \dots, v_n); \quad H = \text{col}(\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n);$$

M – діагональна матриця інерційних коефіцієнтів,

$$M = \text{diag}(m_1, m_2, \dots, m_n);$$

C_y , C_φ – квадратні матриці коефіцієнтів жорсткості, які з урахуванням позначень $\alpha_i = I_i/l_i^3$, $\beta_i = I_i/l_i^2$ подаємо у вигляді

$$C_y = 12E \begin{pmatrix} \alpha_1 + \alpha_2 & -\alpha_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\alpha_2 & \alpha_2 + \alpha_3 & -\alpha_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\alpha_3 & \alpha_3 + \alpha_4 & -\alpha_4 & 0 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & -\alpha_i & \alpha_i + \alpha_{i+1} & -\alpha_{i+1} & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\alpha_n & \alpha_n \end{pmatrix};$$

$$C_\varphi = 6E \begin{pmatrix} \beta_1 - \beta_2 & -\beta_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \beta_2 & \beta_2 - \beta_3 & -\beta_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \beta_3 & \beta_3 - \beta_4 & -\beta_4 & 0 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \beta_i & \beta_i - \beta_{i+1} & -\beta_{i+1} & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \beta_n & \beta_n \end{pmatrix};$$

N_y, N_φ – квадратні матриці коефіцієнтів дисипації,

$$N_y = \frac{V_0}{E} C_y; \quad N_\varphi = \frac{V_0}{E} C_\varphi; \quad (2.79)$$

R_y і P_y – матриці-колони проєкцій на вісь y реакцій стінки свердловини і проєкцій навантажень,

$$R_y = \text{col}(R_{y1}, R_{y2}, \dots, R_{yn});$$

$$P_y = \text{col}(0, 0, \dots, P_{yn}).$$

Аналогічно об'єднуємо залежності (2.75) – (2.77):

$$D_y Y + D_\varphi \Phi + K_y V + K_\varphi H = 0, \quad (2.80)$$

де D_y і D_φ – квадратні матриці коефіцієнтів жорсткості, які з урахуванням позначень $\beta_i = I_i/l_i^2$ і $\delta_i = I_i/l_i$ записуємо як

$$D_y = 6E \begin{pmatrix} \beta_1 - \beta_2 & \beta_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\beta_2 & \beta_2 - \beta_3 & \beta_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\beta_3 & \beta_3 - \beta_4 & \beta_4 & 0 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & -\beta_i & \beta_i - \beta_{i+1} & \beta_{i+1} & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\beta_n & \beta_n \end{pmatrix};$$

$$D_y = 2E \begin{pmatrix} 2\delta_1 + 2\delta_2 & \delta_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \delta_2 & 2\delta_2 + 2\delta_3 & \delta_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \delta_3 & 2\delta_3 + 2\delta_4 & \delta_4 & 0 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \delta_i & 2\delta_i + 2\delta_{i+1} & \delta_{i+1} & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \delta_n & 2\delta_n \end{pmatrix};$$

K_y, K_ϕ – квадратні матриці коефіцієнтів дисипації,

$$K_y = \frac{v_0}{E} D_y; \quad K_\phi = \frac{v_0}{E} D_\phi. \quad (2.81)$$

По аналогії з рівностями (2.78) і (2.80) запишемо рівняння поступального руху вузлів у напрямі осі z та рівняння рівності згинальних моментів у площині xOz :

$$M \frac{d^2 Z}{dt^2} + C_z Z + C_\psi \Psi + N_z W + N_\psi \Theta + R_z = P_z; \quad (2.82)$$

$$D_z Z + D_\psi \Psi + K_z W + K_\psi \Theta = 0, \quad (2.83)$$

де Z і Ψ – матриці-колонки переміщень вузлів у напрямі осі z і кутів повороту вузлів у площині xOz , сформовані аналогічно матрицям-колонкам Y та Φ ,

$$Z = \text{col}(z_1, z_2, \dots, z_n), \quad \Psi = \text{col}(\psi_1, \psi_2, \dots, \psi_n);$$

W, Θ – матриці-колонки швидкостей поступального і обертального руху вузлів, сформовані по аналогії з матрицями-колонками V й H ,

$$W = \text{col}(w_1, w_2, \dots, w_n), \Theta = \text{col}(\vartheta_1, \vartheta_2, \dots, \vartheta_n);$$

C_z, C_ψ, D_z, D_ψ – квадратні матриці коефіцієнтів жорсткості, причому,

$$C_z = C_y; C_\psi = C_\phi; D_z = D_y; D_\psi = D_\phi;$$

N_z, N_ψ, K_z, K_ψ – квадратні матриці коефіцієнтів дисипації,

$$N_z = N_y; N_\psi = N_\phi; K_z = K_y; K_\psi = K_\phi;$$

R_z і P_z – матриці-колони проєкцій на вісь z реакцій стінки свердловини і проєкцій навантажень, побудовані по аналогії з матрицями R_y і P_y , що фігурують в рівнянні (2.78).

За допомогою співвідношень (2.79), (2.81) виключаємо матриці-колони невідомих Φ та H з матричного рівняння (2.78) і зводимо одержану сукупність звичайних диференціальних рівнянь до форми Коші:

$$\frac{dY}{dt} = V; \quad \frac{dV}{dt} = M^{-1} \left[\left(C_\phi D_\phi^{-1} D_y - C_y \right) \left(Y + \frac{v_0}{E} V \right) - R_y + P_y \right]. \quad (2.84)$$

Аналогічно з рівнянь (2.81), (2.82) та (2.83) одержуємо

$$\frac{dZ}{dt} = W; \quad \frac{dW}{dt} = M^{-1} \left[\left(C_\psi D_\psi^{-1} D_z - C_z \right) \left(Z + \frac{v_0}{E} W \right) - R_z + P_z \right]. \quad (2.85)$$

Отже, сукупністю рівнянь (2.84), (2.85) описують поперечні коливання колони у двох взаємно перпендикулярних площинах.

Рівняння обертального руху вузлів механічної системи ліфтової колони (рис. 2.4) навколо їхніх центральних вертикальних осей запишемо у вигляді

$$J_i \frac{d^2 \gamma_i}{dt^2} + T_i - T_{i+1} + R_{\gamma_i} = 0 \quad (i=1, 2, \dots, n-1);$$

$$J_n \frac{d^2 \gamma_u}{dt^2} + T_n + R_{\gamma_u} = M_n, \quad (2.86)$$

де J_i ($i=1, 2, \dots, n$) – моменти інерції вузлів відносно вертикальних осей, що проходять через центри мас; γ_i – координати обертального руху вузлів; T_i –

крутні моменти, що виникають у поперечних перерізах ділянок (скінченних елементів) колони; R_{γ_i} – моменти сил взаємодії вузлів ліфтової колони зі стінкою свердловини; M_n – обертальне навантаження нижнього кінця колони.

Моменти інерції вузлів J_i обчислюємо за формулами

$$J_i = \frac{1}{2} \rho (I_{pi} l_i + I_{p,i+1} l_{i+1}) \quad (i=1, 2, \dots, n-1); \quad J_n = \frac{1}{2} \rho I_{pn} l_n, \quad (2.87)$$

де ρ – густина матеріалу; I_{pi} ($i=1, 2, \dots, n$) – полярні моменти інерції поперечних перерізів ділянок колони.

Крутні моменти T_i визначаємо у вигляді

$$T_1 = \frac{GI_{p1}}{l_1} \gamma_1 + \frac{v_{\gamma 0} I_{p1}}{l_1} \omega_1;$$

$$T_i = \frac{GI_{pi}}{l_i} (\gamma_i - \gamma_{i-1}) + \frac{v_{\gamma 0} I_{pi}}{l_i} (\omega_i - \omega_{i-1}) \quad (i=2, 3, \dots, n), \quad (2.88)$$

де G – модуль пружності матеріалу другого роду; $v_{\gamma 0}$ – модуль дисипації зсуву;

ω_i ($i=1, 2, \dots, n$) – кутові швидкості вузлів.

Підставляючи вирази (2.88) до рівностей (2.86), одержуємо

$$J_1 \frac{d^2 \gamma_1}{dt^2} + \frac{GI_{p1}}{l_1} \gamma_1 + \frac{GI_{p2}}{l_2} (\gamma_1 - \gamma_2) + \frac{v_{\gamma 0} I_{p1}}{l_1} \omega_1 + \frac{v_{\gamma 0} I_{p2}}{l_2} (\omega_1 - \omega_2) + R_{\gamma 1} = 0;$$

$$J_i \frac{d^2 \gamma_i}{dt^2} + \frac{GI_{pi}}{l_i} (\gamma_i - \gamma_{i-1}) + \frac{GI_{p,i+1}}{l_{i+1}} (\gamma_i - \gamma_{i+1}) + \frac{v_{\gamma 0} I_{pi}}{l_i} (\omega_i - \omega_{i-1}) + \frac{v_{\gamma 0} I_{p,i+1}}{l_{i+1}} (\omega_i - \omega_{i+1}) + R_{\gamma i} = 0$$

$$(i=2, 3, \dots, n-1);$$

$$J_n \frac{d^2 \gamma_n}{dt^2} + \frac{GI_{pn}}{l_n} (\gamma_n - \gamma_{n-1}) + \frac{v_{\gamma 0} I_{pn}}{l_n} (\omega_n - \omega_{n-1}) + R_{\gamma n} = M_{\gamma n}. \quad (2.89)$$

Об'єднуємо співвідношення (2.89) в одну матричну рівність і записуємо рівняння обертального руху вузлів колони у формі Коші

$$\frac{d\Gamma}{dt} = \Omega, \quad \frac{d\Omega}{dt} = J^{-1} (-C_{\gamma} \Gamma - N_{\gamma} \Omega - R_{\gamma} + M_{\gamma}), \quad (2.90)$$

де Γ і Ω – матриці колонки кутових переміщень і кутових швидкостей вузлів,

$$\Gamma = \text{col}(\gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_n), \quad \Omega = \text{col}(\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n);$$

J – діагональна матриця моментів інерції вузлів,

$$J = \text{diag}(J_1, J_2, \dots, J_n);$$

C_γ, N_γ – квадратні матриці коефіцієнтів жорсткості і коефіцієнтів дисипації, які з урахуванням позначень $\kappa_i = I_{pi}/l_i$ подаємо у вигляді

$$C_\gamma = G \begin{pmatrix} \kappa_1 + \kappa_2 & -\kappa_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\kappa_2 & \kappa_2 + \kappa_3 & -\kappa_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\kappa_3 & \kappa_3 + \kappa_4 & -\kappa_4 & 0 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & -\kappa_i & \kappa_i + \kappa_{i+1} & -\kappa_{i+1} & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\kappa_n & \kappa_n \end{pmatrix},$$

$$N_\gamma = \frac{v_{\gamma 0}}{G} C_\gamma;$$

R_γ та M_γ – матриці-колонки обертальних реакцій стінки свердловини і обертальних навантажень вузлів,

$$R_\gamma = \text{col}(R_{\gamma 1}, R_{\gamma 2}, \dots, R_{\gamma n}), \quad M_\gamma = \text{col}(0, 0, \dots, M_{\gamma n}).$$

Для визначення сил взаємодії ліфтової колони з обсадною колоною розглянемо поперечний переріз свердловини, зроблений навпроти i -го вузла ліфтової колони (рис. 2.6). Внутрішній радіус обсадної колони позначаємо як r_0 , а зовнішній радіус ліфтової колони – як r . У системі y, z координати центрів поперечних перерізів обсадної і ліфтової колон відповідно становлять $y_{0i}, z_{0i}; y_i, z_i$. Взаємне зміщення центрів дорівнює

$$\varepsilon_i = \sqrt{(y_i - y_{0i})^2 + (z_i - z_{0i})^2}, \quad (2.91)$$

а проекції зміщення на координатні осі – $y_i - y_{0i}$ та $z_i - z_{0i}$.

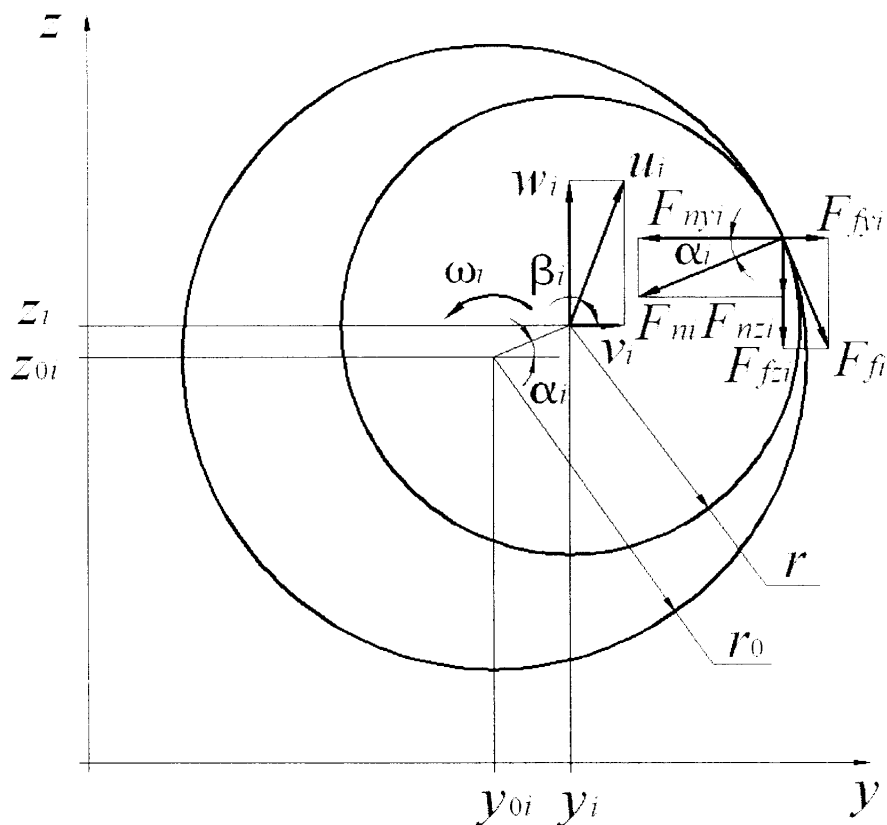


Рис. 2.6. Швидкості поступального і обертального руху поперечного перерізу насосно-компресорної труби і сили її взаємодії з обсадною колоною

Ліфтова колона дотикається до обсадної колони за умови, коли

$$\varepsilon_i = \varepsilon_0, \quad (2.92)$$

де $\varepsilon_0 = r_0 - r$ – зазор між насосно-компресорними і обсадними трубами.

Проекції швидкості руху центра вузла ліфтової колони на осі y , z становлять v_i та w_i , а її модуль – u_i . Кути нахилу лінії центрів поперечних перерізів колон і вектора швидкості поперечного перерізу насосно-компресорної труби до осі y (рис. 2.6) визначаємо як

$$\alpha_i = \arctg \frac{z_i - z_{0i}}{y_i - y_{0i}}; \quad \beta_i = \arctg \frac{w_i}{v_i}. \quad (2.93)$$

Нормальну реакцію стінки свердловини знаходимо за співвідношеннями

$$F_{ni} = c_{yz} (\varepsilon_i - \varepsilon_0) + v_{yz} u_i, \quad \text{якщо} \quad \varepsilon_i > \varepsilon_0;$$

$$F_{ni} = 0, \quad \text{якщо} \quad \varepsilon_i \leq \varepsilon_0, \quad (2.94)$$

де c_{yz} та v_{yz} – жорсткість і коефіцієнт дисипації зони контакту вузла ліфтової колони з обсадною колоною.

Складові реакції F_{ni} за координатними осями y, z визначаються за формулами

$$F_{nyi} = F_{ni} \cos \alpha_i; \quad F_{nzi} = F_{ni} \sin \alpha_i. \quad (2.95)$$

За наявності контакту між зовнішньою поверхнею насосно-компресорної труби і внутрішньою поверхнею обсадної труби, тобто, коли $\varepsilon_i > \varepsilon_0$ швидкість взаємного проковзування цих поверхонь

$$u_{ii} = u_i \sin(\beta_i - \alpha_i) + \omega_i (r - \varepsilon_i + \varepsilon_0), \quad (2.96)$$

де ω_i – кутова швидкість обертального руху i -го вузла навколо його центральної вертикальної осі.

Сила тертя, що діє на вузол ліфтової колони,

$$F_{fi} = f F_{ni} \operatorname{sign}(u_{ii}), \quad \text{якщо} \quad u_{ii} \neq 0;$$

$$F_{fi} = -\frac{M_{\Sigma\gamma_i}}{r - \varepsilon_i + \varepsilon_0}, \quad \text{якщо} \quad u_{ii} = 0, \quad \operatorname{abs}(M_{\Sigma\gamma_i}) \leq rfF_{ni};$$

$$F_{fi} = -f F_{ni} \operatorname{sign}(M_{\Sigma\gamma_i}), \quad \text{якщо} \quad u_{ii} = 0, \quad \operatorname{abs}(M_{\Sigma\gamma_i}) > rfF_{ni}, \quad (2.97)$$

де $M_{\Sigma\gamma_i}$ – сумарний обертальний момент, що діє на вузол ліфтової колони, за винятком реактивного моменту,

$$M_{\Sigma\gamma_i} = J_i \frac{d^2 \gamma_i}{dt^2} + T_i - T_{i+1} \quad (i = 1, 2, \dots, n-1);$$

$$M_{\Sigma\gamma_n} = J_n \frac{d^2 \gamma_n}{dt^2} + T_n, \quad (2.98)$$

причому, крутні моменти T_i ($i=1, 2, \dots, n$) визначаються за формулами (2.88).

Складові реакції i -го вузла, обумовленої тертям, за осями y, z будуть:

$$F_{yfi} = -F_{fi} \sin \alpha_i; \quad F_{zfi} = F_{fi} \cos \alpha_i. \quad (2.99)$$

Реактивний момент, що діє на i -й вузол ліфтової колони навколо вертикальної центральної осі, знаходимо у вигляді

$$R_{yi} = F_{fi} (r - \varepsilon_i + \varepsilon_0). \quad (2.100)$$

З урахуванням залежностей (2.95), (2.99) запишемо складові сумарних реакцій, що діють на вузли ліфтової колони

$$R_{yi} = F_{ni} \cos \alpha_i - F_{fi} \sin \alpha_i, \quad R_{zi} = F_{ni} \sin \alpha_i + F_{fi} \cos \alpha_i, \quad \text{якщо } \varepsilon_i > \varepsilon_0;$$

$$R_{yi} = 0; \quad R_{zi} = 0, \quad \text{якщо } \varepsilon_i \leq \varepsilon_0. \quad (2.101)$$

Величини F_{ni} , F_{fi} , що входять до залежностей (2.100), (2.101), обчислюємо на кожному кроці числового інтегрування рівнянь (2.84), (2.85), (2.90) з урахуванням залежностей (2.91)–(2.94), (2.96)–(2.98).

2.4. Дослідження коливальних явищ у механічній системі колони і обґрунтування коефіцієнта жорсткості віброізолятора

Для дослідження особливостей коливальних явищ, що відбуваються у ліфтових колонах під час їх експлуатації, а також для встановлення можливості зниження шкідливого впливу вібрацій на умови роботи ліфтових з'єднань проведено аналіз вільних і вимушених коливань колони.

Вільні і гармонічні вимушені коливання аналізували із застосуванням математичних моделей, викладених у підрозділах 2.1 і 2.2. Колону розглядали як прямий стержень сталого поперечного перерізу, що має площу A , полярний момент інерції I_p і осьовий момент інерції I_z . Зведену густину матеріалу визначали як $\rho = \mu/A$, де μ – погонна маса колони, що визначається з урахуванням з'єднання труб за допомогою муфт. Значення геометричних параметрів поперечних перерізів ліфтових колон умовним діаметром 114 мм

і 168 мм, а також значення погонної маси і зведеної густини матеріалу цих колон наведені у табл. 2.1. Вважали, що труби умовним діаметром 114 мм мають довжину 8 м і товщину стінки 7 мм, а труби умовним діаметром 168 мм – довжину 11,5 м і товщину стінки 9 мм.

Таблиця 2.1

Геометричні параметри поперечних перерізів та інерційні характеристики ліфтових колон

Параметр	Одиниці виміру	Числове значення	
		для колони умовним діаметром 114 мм	для колони умовним діаметром 168 мм
A	м ²	$2,3597 \cdot 10^{-3}$	$4,5041 \cdot 10^{-3}$
I_p	м ⁴	$6,8207 \cdot 10^{-6}$	$2,8666 \cdot 10^{-5}$
I_z	м ⁴	$3,4104 \cdot 10^{-6}$	$1,4333 \cdot 10^{-5}$
μ	кг/м	19,258	37,578
ρ	кг/м ³	$8,1612 \cdot 10^3$	$8,3431 \cdot 10^3$

Значення власних частот поздовжніх і крутильних коливань ліфтової колони довжиною від 500 до 1000 м наведені у табл. 2.2 – 2. 5. Перші десять форм коливань зображено на рис. 2.7, 2.8.

Під час досліджень поперечних коливань колони розглянуто основний випадок розв'язування задачі, коли колона закріплена лише своїм верхнім кінцем, а її нижній кінець є вільним, а також випадок, коли колона додатково опирається у декількох проміжних точках на стінки викривленої свердловини. Крім цього, виконано розрахунки поперечних коливань кінця колони довжиною 100 м і довжиною 20 м. Значення частот вільних поперечних коливань колони наведені у табл. 2.6. Форми коливань зображені на рис. 2.9–2.13.

Власні частоти колони, які відповідають її поздовжнім і крутильним коливанням, значно перевищують частоти поперечних коливань. Очевидно, згинні вібрації колони відбуваються в області її вищих власних частот,

спектр яких має велику щільність, що свідчить про високу ймовірність виникнення резонансних явищ.

На рис. 2.14–2.18 зображені залежності амплітуди поперечних коливань нижнього кінця колони від частоти збурення. Дослідження вільних і вимушених коливань колони показують, що коли її нижній кінець не закріплений, то він бере основну участь у вібраційних процесах. Закріплення нижньої частини колони за допомогою розпірних пристроїв дає можливість суттєво зменшити амплітуди вібрацій насосно-компресорних труб та покращити умови роботи різьбових з'єднань. Це, у свою чергу, дасть можливість суттєво підвищити ефективність роботи підземних сховищ газу.

Таблиця 2.2

Власні частоти поздовжніх коливань колони насосно-компресорних труб умовним діаметром 114 мм і товщиною стінки 7 мм

Порядковий номер частоти	Значення частоти, Гц					
	$l = 500$ м	$l = 600$ м	$l = 700$ м	$l = 800$ м	$l = 900$ м	$l = 1000$ м
1	2,536	2,114	1,812	1,585	1,408	1,268
2	7,609	6,341	5,435	4,756	4,225	3,803
3	12,68	10,57	9,058	7,926	7,041	6,338
4	17,75	14,80	12,68	11,10	9,858	8,873
5	22,83	19,02	16,30	14,27	12,67	11,41
6	27,90	23,25	19,93	17,44	15,49	13,94
7	32,97	27,48	23,55	20,61	18,31	16,48
8	38,04	31,70	27,17	23,78	21,12	19,01
9	43,12	35,93	30,80	26,95	23,94	21,55
10	48,19	40,16	34,42	30,12	26,76	24,08
11	53,26	44,39	38,04	33,29	29,57	26,62
12	58,33	48,61	41,67	36,46	32,39	29,15
13	63,41	52,84	45,29	39,63	35,21	31,69
14	68,48	57,07	48,91	42,80	38,02	34,22
15	73,55	61,25	52,54	45,97	40,84	36,76
16	78,62	65,52	56,16	49,14	43,66	39,29
17	83,70	69,75	59,78	52,31	46,47	41,83
18	88,77	73,98	63,41	55,48	49,29	44,36
19	93,84	78,20	67,03	58,65	52,11	46,90
20	98,92	82,43	70,65	61,82	54,92	49,43
21	104,0	86,66	74,28	64,99	57,77	51,99
22	109,1	90,88	77,90	68,16	60,59	54,53

Продовження таблиці 2.2

23	114,1	95,11	81,52	71,33	63,41	57,07
24	119,2	99,34	85,15	74,50	66,23	59,60
25	124,3	103,6	88,77	77,67	69,04	62,14
26	129,4	107,8	92,39	80,84	71,86	64,68
27	134,4	112,3	96,02	84,01	74,68	67,21
28	139,5	116,2	99,64	87,19	77,50	69,75
29	144,6	120,5	103,3	90,36	80,32	72,28
30	149,6	124,7	106,9	93,53	83,13	74,82

Таблиця 2.3

Власні частоти поздовжніх коливань колони насосно-компресорних труб
умовним діаметром 168 мм і товщиною стінки 9 мм

Порядковий номер частоти	Значення частоти, Гц					
	$l = 500$ м	$l = 600$ м	$l = 700$ м	$l = 800$ м	$l = 900$ м	$l = 1000$ м
1	2,508	2,090	1,792	1,568	1,394	1,254
2	7,525	6,271	5,375	4,703	4,181	3,763
3	12,54	10,45	8,959	7,839	6,968	6,271
4	17,56	14,63	12,54	10,97	9,755	8,780
5	22,58	18,81	16,13	14,11	12,54	11,29
6	27,59	22,99	19,71	17,25	15,33	13,80
7	32,61	27,18	23,29	20,38	18,12	16,31
8	37,63	31,36	26,88	23,52	20,90	18,81
9	42,64	35,54	30,46	26,65	23,69	21,32
10	47,66	39,72	34,04	29,79	26,48	23,83
11	52,68	43,90	37,63	32,92	29,27	26,34
12	57,69	48,08	41,21	36,06	32,05	28,85
13	62,71	52,26	44,79	39,20	34,84	31,36
14	67,73	56,44	48,38	42,33	37,63	33,86
15	72,75	60,62	51,96	45,47	40,41	36,37
16	77,76	64,80	55,54	48,60	43,20	38,88
17	82,78	68,98	59,13	51,74	45,99	41,39
18	87,80	73,16	62,71	54,87	48,78	43,90
19	92,81	77,34	66,30	58,01	51,56	46,41
20	97,83	81,53	69,88	61,14	54,35	48,92
21	102,8	85,71	73,46	64,28	57,14	51,42
22	107,9	89,89	77,05	67,42	59,92	53,93
23	112,9	94,07	80,63	70,55	62,71	56,44
24	117,9	98,25	84,21	73,69	65,50	58,95
25	122,9	102,4	87,80	76,82	68,29	61,46
26	127,9	106,6	91,38	79,96	71,07	63,97

Продовження таблиці 2.2

27	132,9	110,8	94,96	83,09	73,86	66,47
28	138,0	115,0	98,55	86,23	76,65	68,98
29	143,0	119,2	102,1	89,36	79,44	71,49
30	148,0	123,3	105,7	92,50	82,22	74,00

Таблиця 2.4

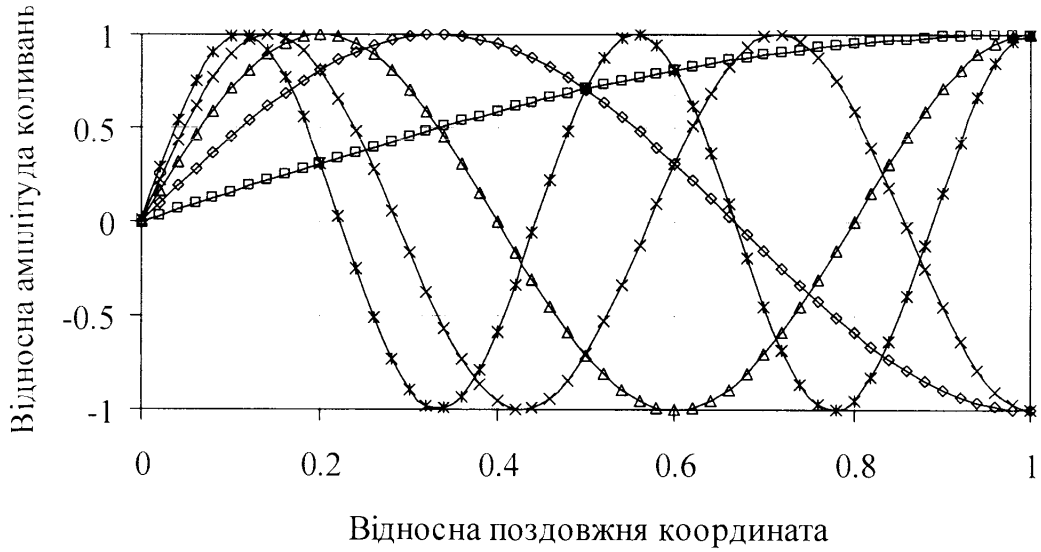
Власні частоти крутильних коливань колони насосно-компресорних труб
умовним діаметром 114 мм і товщиною стінки 7 мм

Порядковий номер частоти	Значення частоти, Гц					
	$l = 500$ м	$l = 600$ м	$l = 700$ м	$l = 800$ м	$l = 900$ м	$l = 1000$ м
1	1,575	1,313	1,125	0,9845	0,8751	0,7876
2	4,726	3,938	3,375	2,953	2,625	2,363
3	7,876	6,563	5,625	4,922	4,376	3,938
4	11,03	9,189	7,876	6,892	6,126	5,513
5	14,18	11,81	10,13	8,860	7,876	7,088
6	17,33	14,44	12,38	10,83	9,626	8,664
7	20,48	17,06	14,63	12,80	11,38	10,24
8	23,63	19,69	16,88	14,77	13,13	11,81
9	26,78	22,32	19,13	16,74	14,88	13,39
10	29,93	24,94	21,38	18,71	16,63	14,96
11	33,08	27,57	23,63	20,67	18,38	16,54
12	36,23	30,19	25,88	22,64	20,13	18,11
13	39,38	32,82	28,13	24,61	21,88	19,69
14	42,53	35,44	30,38	26,58	23,63	21,27
15	45,68	38,07	32,63	28,55	25,38	22,84
16	48,83	40,69	34,88	30,52	27,13	24,42
17	51,98	43,32	37,13	32,49	28,88	25,99
18	55,13	45,94	39,38	34,46	30,63	27,57
19	58,28	48,57	41,63	36,43	32,38	29,14
20	61,43	51,19	43,88	38,40	34,13	30,72
21	64,58	53,82	46,13	40,36	35,88	32,38
22	67,73	56,44	48,38	42,33	37,63	34,13
23	70,88	59,07	50,63	44,30	39,38	35,88
24	74,03	61,70	52,88	46,27	41,13	37,63
25	80,34	64,32	55,13	48,24	42,88	39,38
26	83,49	66,95	57,38	50,21	44,63	41,13
27	86,64	69,57	59,63	52,18	46,38	42,88
28	89,79	72,20	61,88	54,15	48,13	44,63
29	92,94	74,82	64,13	56,12	49,88	46,38
30	77,18	77,45	66,38	58,09	51,63	48,13

Таблиця 2.5

Власні частоти крутильних коливань колони насосно-компресорних труб
умовним діаметром 168 мм і товщиною стінки 9 мм

Порядковий номер частоти	Значення частоти, Гц					
	$l = 500$ м	$l = 600$ м	$l = 700$ м	$l = 800$ м	$l = 900$ м	$l = 1000$ м
1	1,558	1,298	1,113	0,9737	0,8655	0,7790
2	4,674	3,895	3,338	2,921	2,597	2,337
3	7,790	6,491	5,564	4,869	4,328	3,895
4	10,91	9,088	7,790	6,816	6,059	5,453
5	14,02	11,68	10,02	8,763	7,790	7,011
6	17,14	14,28	12,24	10,71	9,521	8,569
7	20,25	16,88	14,47	12,66	11,25	10,13
8	23,37	19,47	16,69	14,61	12,98	11,68
9	26,49	22,07	18,92	16,55	14,71	13,24
10	29,60	24,67	21,14	18,50	16,44	14,80
11	32,72	27,26	23,37	20,45	18,18	16,36
12	35,83	29,86	25,59	22,40	19,91	17,92
13	38,95	32,46	27,82	24,34	21,64	19,47
14	42,06	35,05	30,05	26,29	23,37	21,03
15	45,18	37,65	32,27	28,24	25,10	22,59
16	48,30	40,25	34,50	30,19	26,83	24,15
17	51,41	42,84	36,72	32,13	28,56	25,71
18	54,53	45,44	38,95	34,08	30,29	27,26
19	57,64	48,04	41,17	36,03	32,02	28,82
20	60,76	50,63	43,40	37,97	33,76	30,38
21	63,88	52,23	45,63	39,92	35,49	31,94
22	66,99	55,83	47,85	41,87	37,22	33,50
23	70,11	58,42	50,08	43,82	38,95	35,05
24	73,22	61,02	52,30	45,76	40,68	36,61
25	76,34	63,62	54,53	47,71	42,41	38,17
26	79,46	66,21	56,75	49,66	44,14	39,73
27	82,57	68,81	58,98	51,61	45,87	41,29
28	85,69	71,41	61,20	53,55	47,60	42,84
29	88,80	74,00	63,43	55,50	49,33	44,40
30	91,92	76,60	65,66	57,45	51,07	45,96

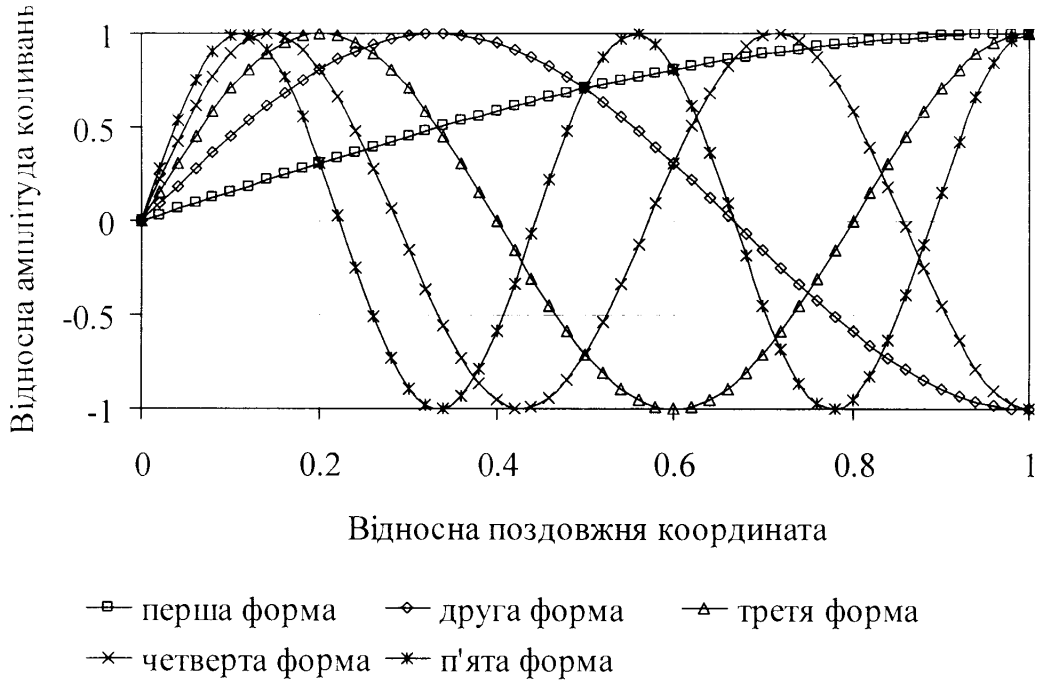


a

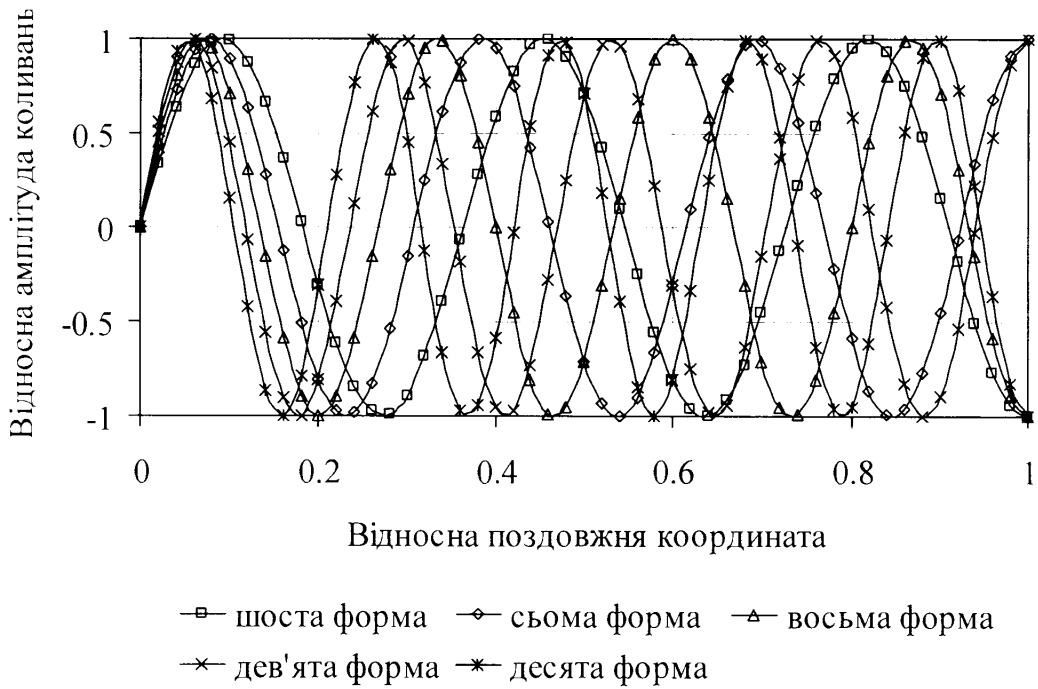


b

Рис. 2.7. Власні форми поздовжніх коливань колони насосно-компресорних труб довжиною 1000 м, умовним діаметром 114 мм і товщиною стінки 7 мм



а



б

Рис. 2.8. Власні форми крутильних коливань колони насосно-компресорних труб довжиною 1000 м, умовним діаметром 114 мм і товщиною стінки 7 мм

Таблиця 2.6

Власні частоти поперечних коливань ліфтової колони
(умовний діаметр 168 мм, товщина стінки 9 мм)

Довжина колони, м	Число та жорсткість опор	Значення частот, Гц			
		1	2	3	4
1000	0	$0,1528 \cdot 10^{-3}$	$0,9963 \cdot 10^{-3}$	$0,2811 \cdot 10^{-2}$	$0,5510 \cdot 10^{-2}$
1000	1* ($c=10^5$ Н/м)	$0,4483 \cdot 10^{-3}$	$0,2805 \cdot 10^{-2}$	$0,4040 \cdot 10^{-2}$	$0,9090 \cdot 10^{-2}$
1000	3** ($c=10^5$ Н/м)	$0,1722 \cdot 10^{-2}$	$0,1726 \cdot 10^{-2}$	$0,1733 \cdot 10^{-2}$	$0,1747 \cdot 10^{-2}$
100	0	0,0160	0,1002	0,2806	0,5498
100	1* ($c=10^5$ Н/м)	0,0448	0,2805	0,3952	2,889
100	3** ($c=10^5$ Н/м)	0,1694	0,8234	1,040	1,264
20	1*** ($c=10^5$ Н/м)	1,656	4,550	8,217	14,29
20	1*** ($c=10^6$ Н/м)	1,743	5,566	11,32	18,52

Примітки:

*

пружна опора розміщена посередині колони;

**

пружні опори розміщені в стиках чотирьох сусідніх

ділянок;

пружна опора розміщена на нижньому кінці колони

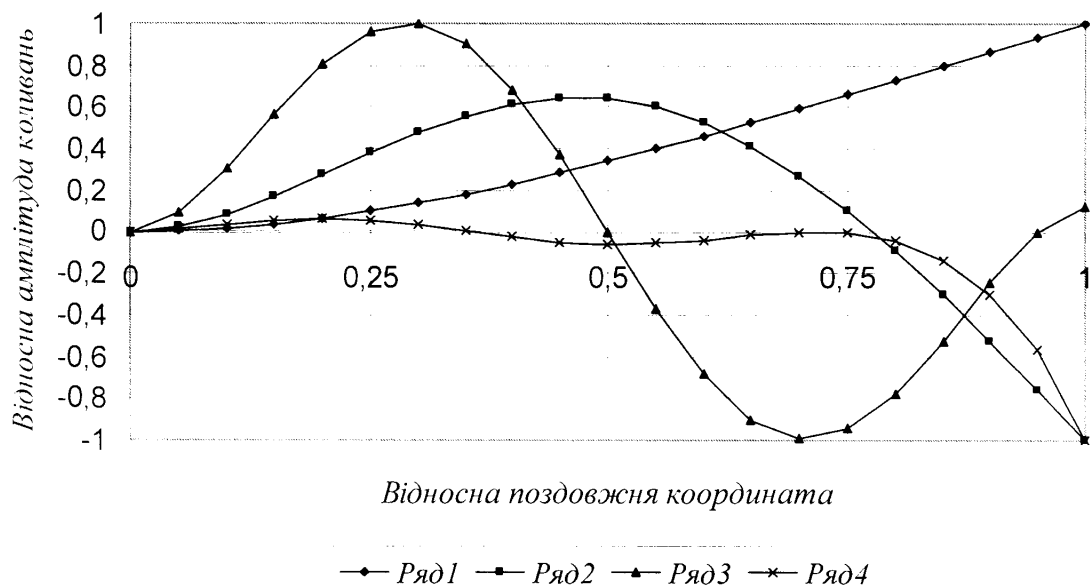


Рис. 2.9. Форми вільних поперечних коливань заземленої на верхньому кінці колони насосно-компресорних труб довжиною 1000 м

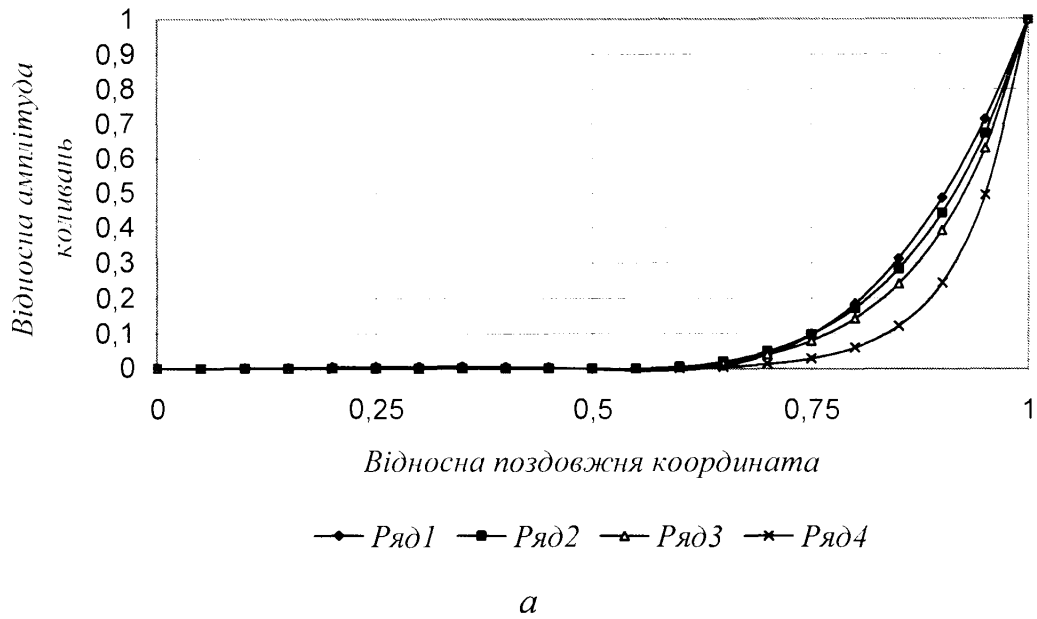


Рис. 2.10. Форми вільних поперечних коливань зацмленої на верхньому кінці колони насосно-компресорних труб довжиною 1000 м за наявності однієї (а) та трьох (б) пружних проміжних опор

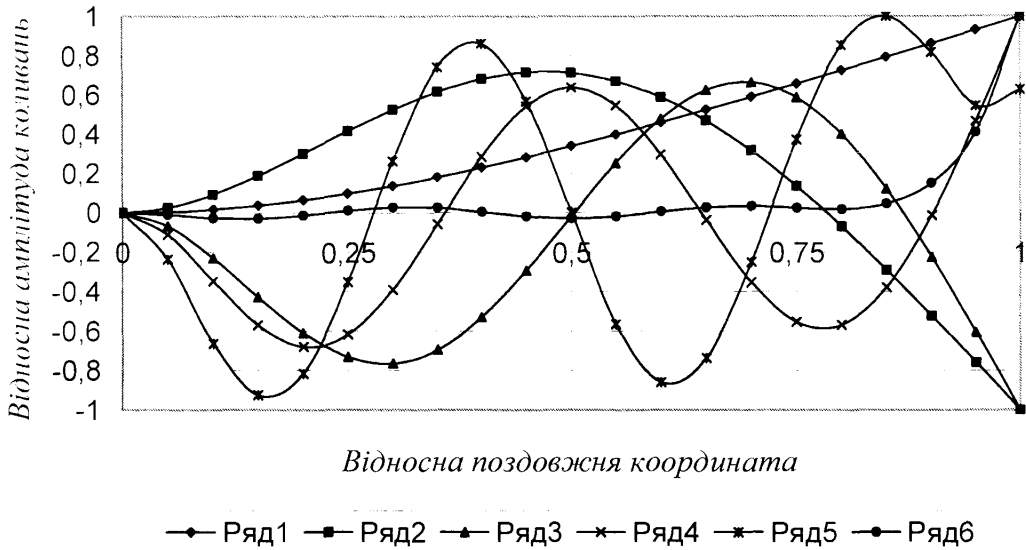


Рис. 2.11. Форми вільних поперечних коливань зацмленої на верхньому кінці колони насосно-компресорних труб довжиною 100 м

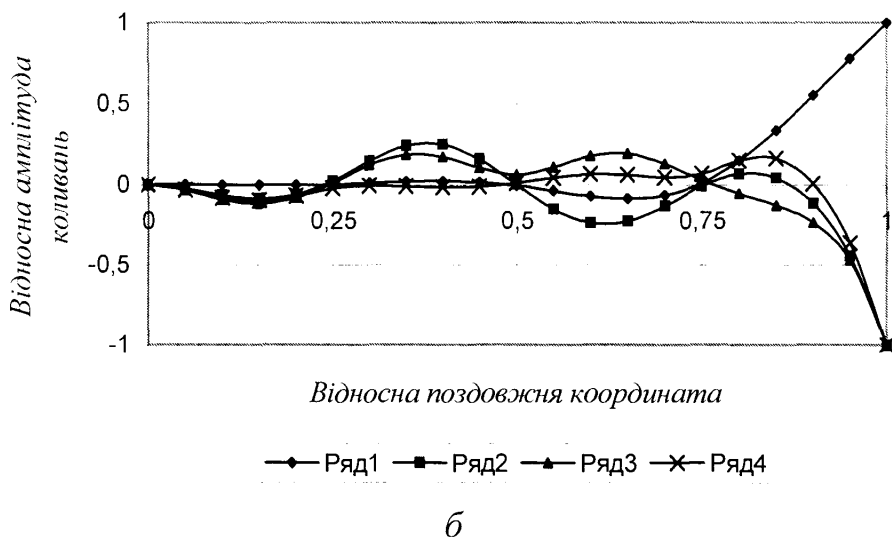
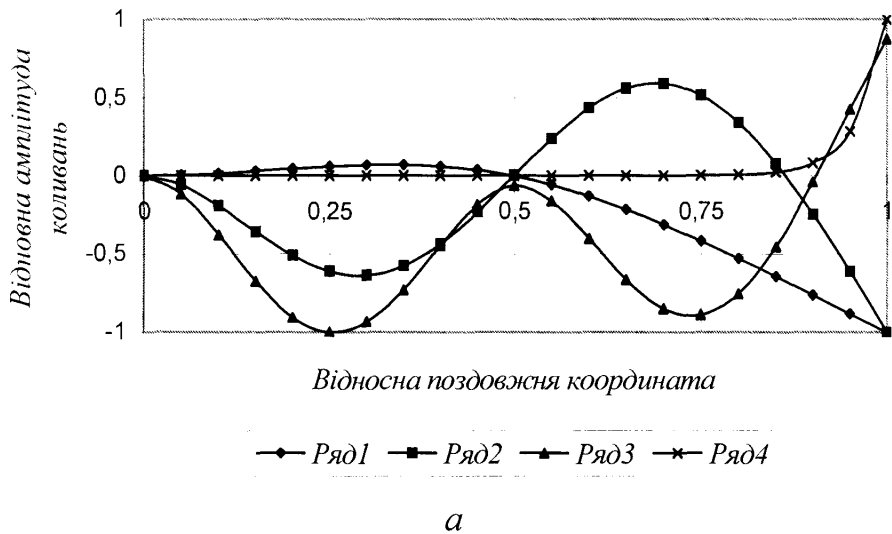


Рис. 2.12. Форми вільних поперечних коливань зацмленої на верхньому кінці колони насосно-компресорних труб довжиною 100 м за наявності однієї (а) та трьох (б) пружних проміжних опор

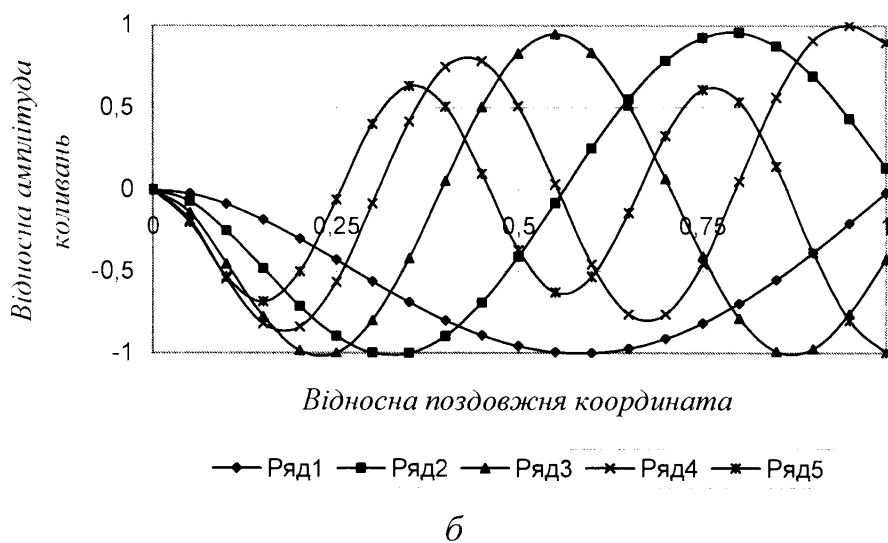
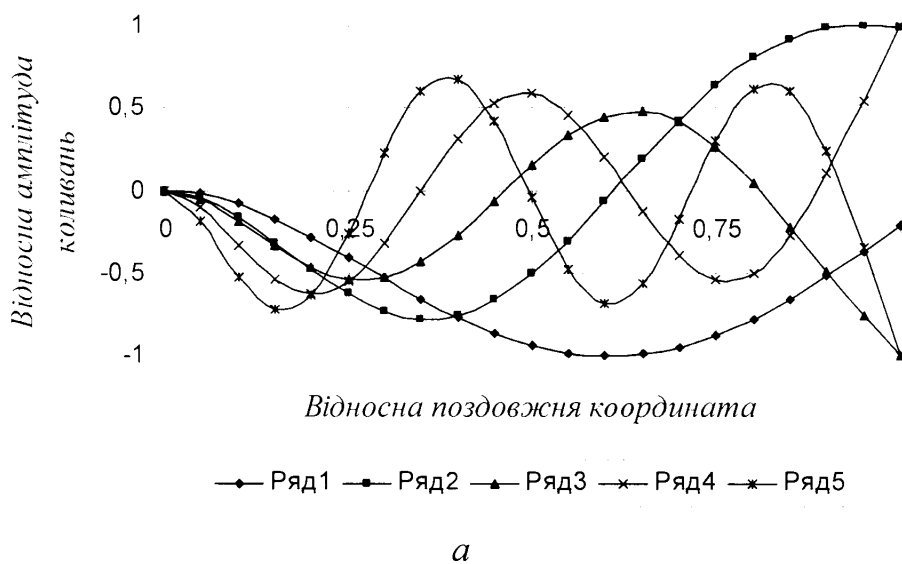


Рис. 2.13. Форми вільних поперечних коливань защемленої на верхньому кінці колони насосно-компресорних труб довжиною 20 м за наявності пружної опори на нижньому кінці жорсткістю 10^6 Н/м (а) та 10^7 Н/м (б)

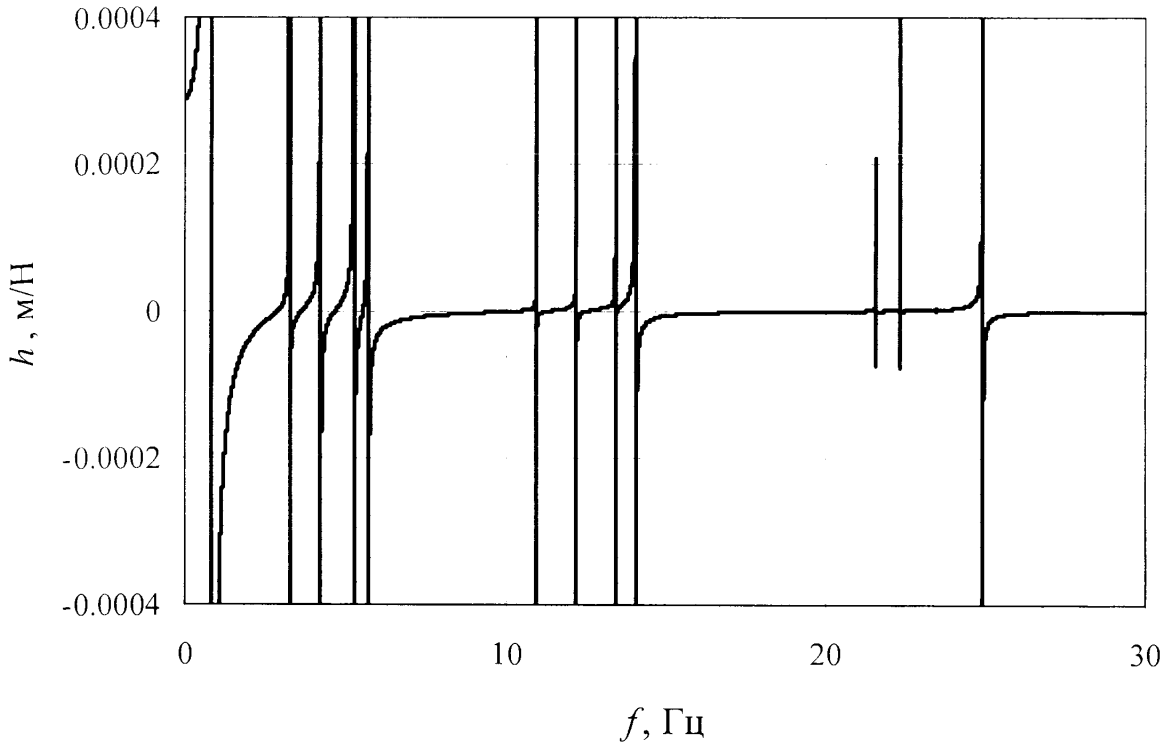


Рис. 2.14. Залежність коефіцієнта динамічної податливості нижнього кінця колони, опертого на опору жорсткістю $1 \cdot 10^3$ Н/м, від частоти коливань

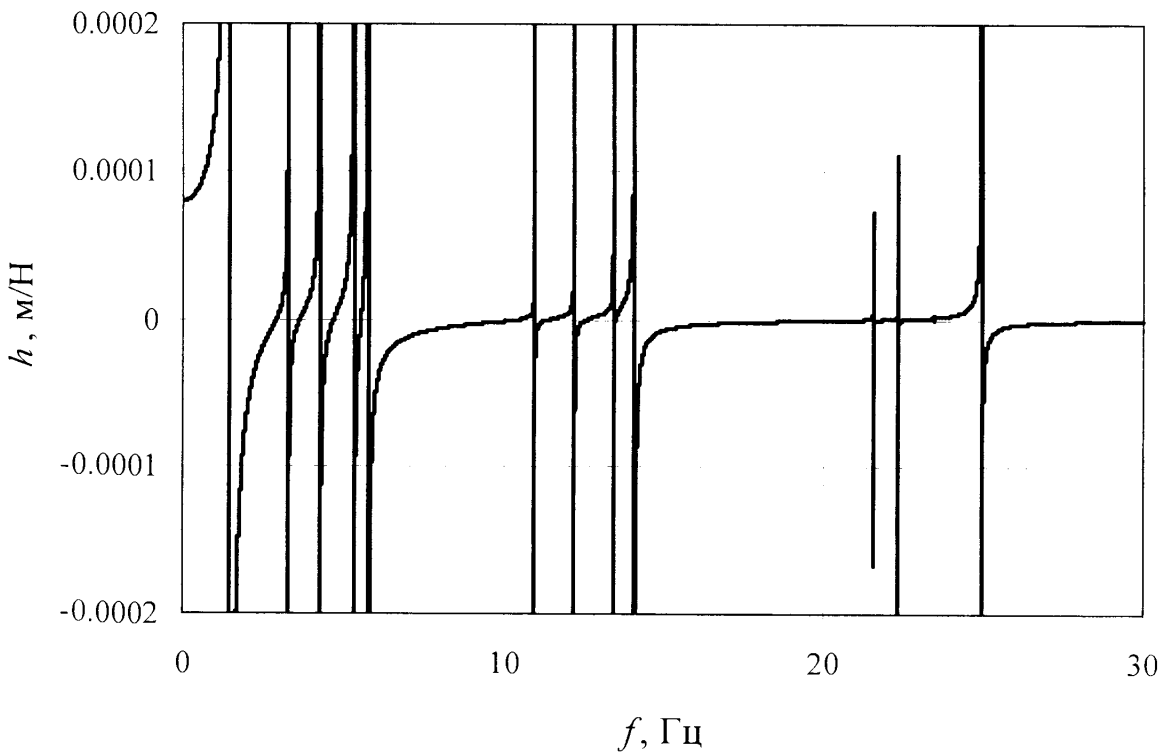


Рис. 2.15. Залежність коефіцієнта динамічної податливості нижнього кінця колони, опертого на опору жорсткістю $1 \cdot 10^4$ Н/м, від частоти коливань

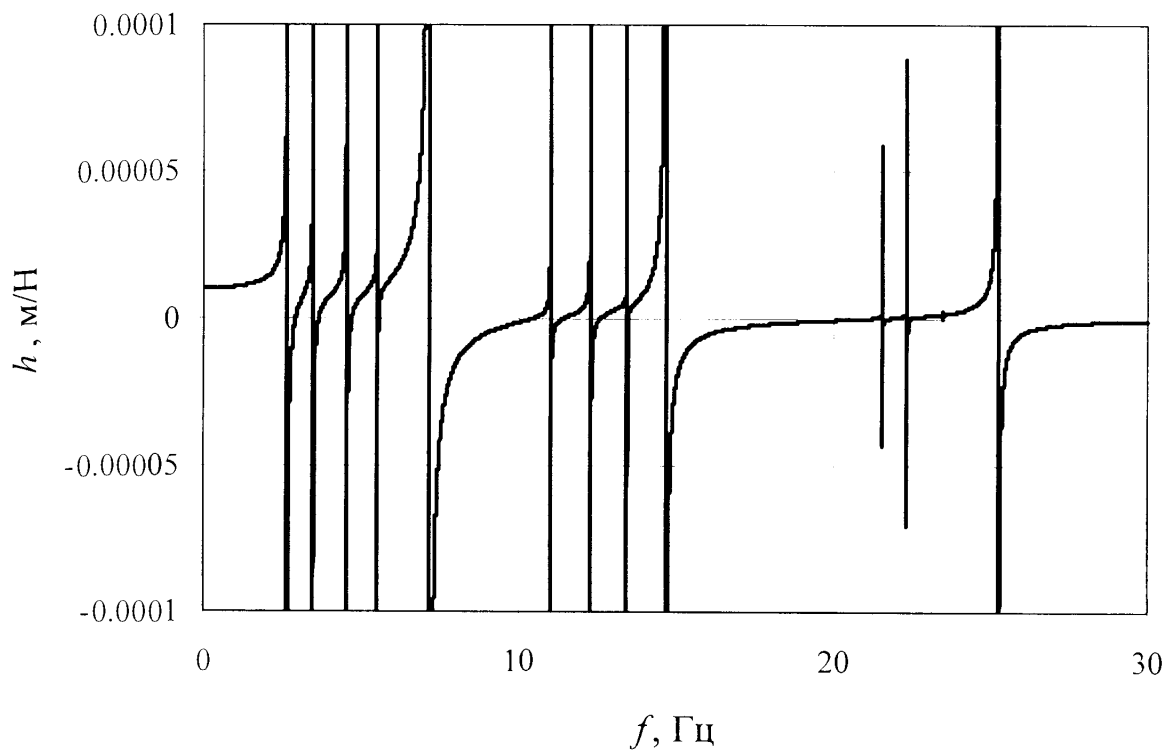


Рис. 2.16. Залежність коефіцієнта динамічної податливості нижнього кінця колони, опертого на опору жорсткістю $1 \cdot 10^5$ Н/м, від частоти коливань

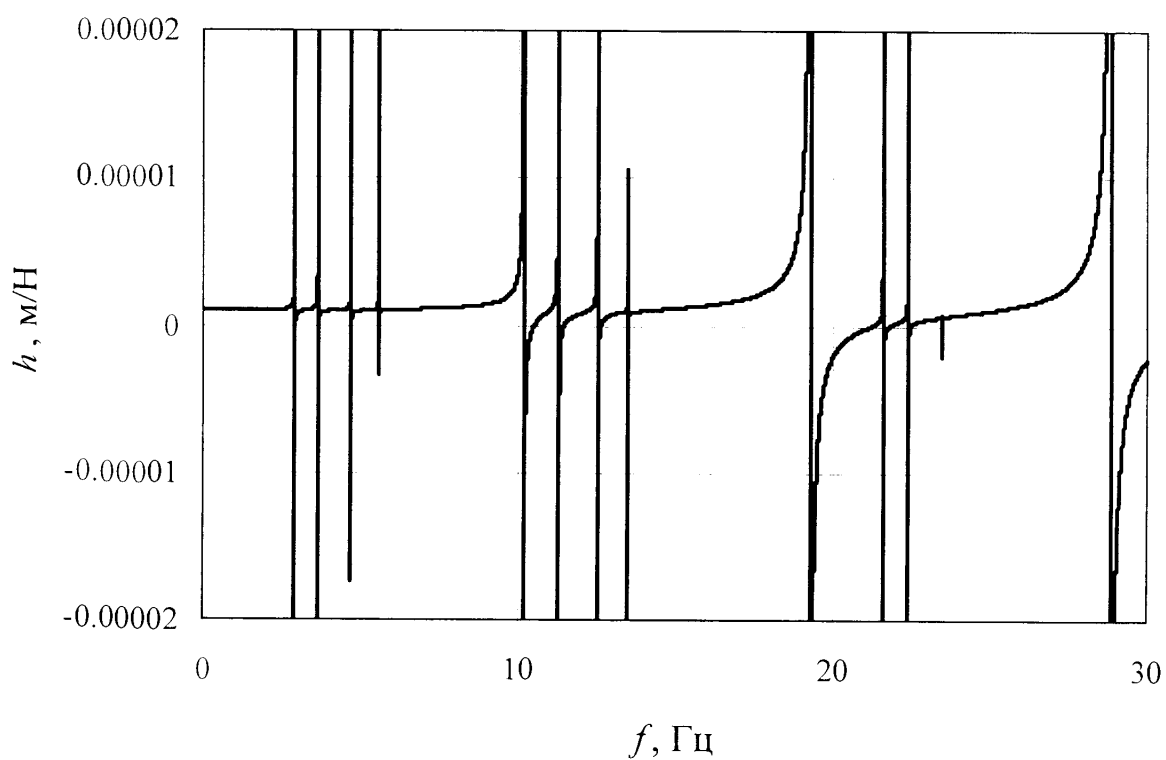


Рис. 2.17. Залежність коефіцієнта динамічної податливості нижнього кінця колони, опертого на опору жорсткістю $1 \cdot 10^6$ Н/м, від частоти коливань

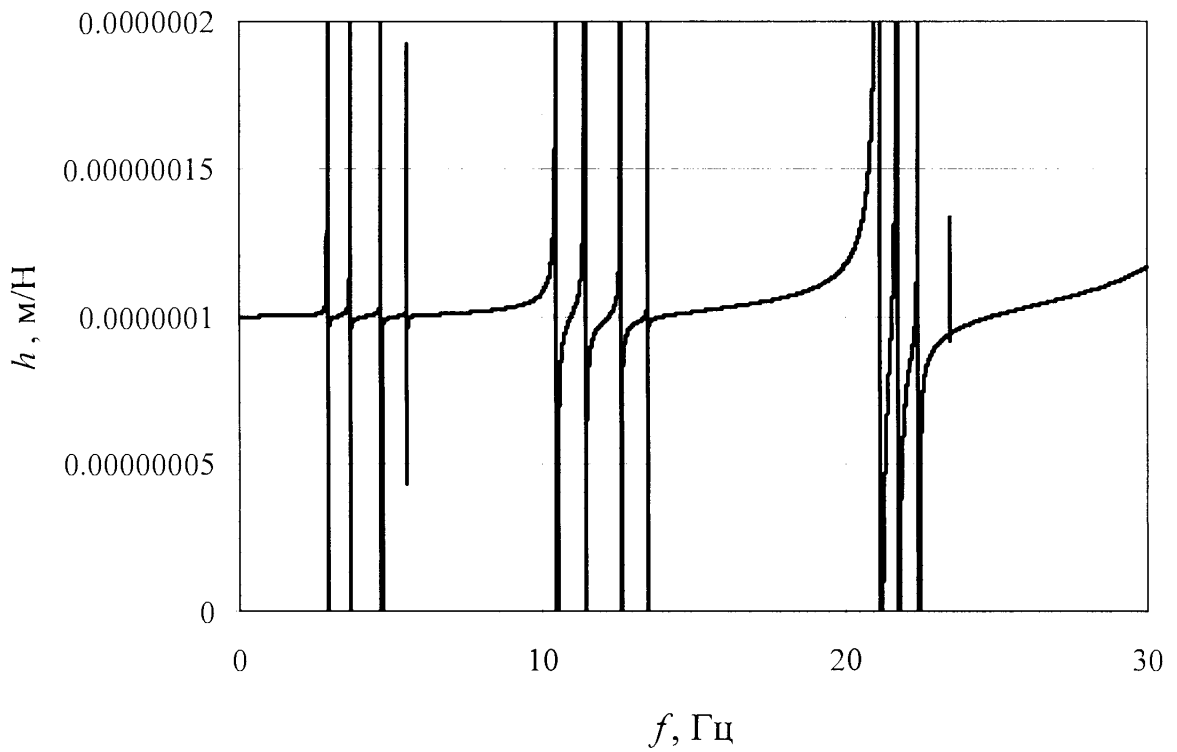


Рис. 2.18. Залежність коефіцієнта динамічної податливості нижнього кінця колони, опертого на опору жорсткістю $1 \cdot 10^7$ Н/м, від частоти коливань

2.5. В и с н о в к и

Із застосуванням континуально-дискретних розрахункових моделей досліджені вільні і вимушені поздовжні, крутильні і поперечні коливання ліфтової колони. З'ясовано, що власні частоти ліфтової колони утворюють густий частотний спектр, в результаті чого існує висока ймовірність виникнення резонансних коливальних явищ.

В реальному діапазоні частот вимушених коливань (від 5 до 100 Гц) основну участь у вібраційному процесі бере нижня частина колони довжиною, що не перевищує 100 м. Це свідчить про те, що віброзахисні пристрої колони доцільно встановлювати в області її нижньої частини.

Основною причиною погіршення умов роботи муфтових з'єднань можна вважати згинні коливання ліфтової колони, оскільки в реальних умовах динамічних навантажень амплітуди поперечних переміщень нижнього кінця колони значно перевищують амплітуди поздовжніх переміщень.

Закріплення нижньої частини ліфтової колони за допомогою розпірних пристроїв дає можливість суттєво зменшити амплітуди вібрацій колони. Із збільшенням жорсткості розпірного пристрою амплітуда вимушених коливань нижнього кінця колони зменшується. Оскільки вібрації колони відбуваються в зарезонансній зоні механічної системи, суттєвого зниження амплітуд поперечних коливань можна досягти, коли жорсткість розпірного пристрою становить $10^6 \dots 10^7$ Н/м.

На основі методу скінченних елементів побудовані математична модель і алгоритм розрахунку поперечно-крутильних коливань ліфтової колони з урахуванням взаємодії ліфтових труб з обсадною колоною. Показано, що у ліфтових трубах, внаслідок їхньої взаємодії з обсадною колоною, виникають періодично змінні крутні моменти, здатні в умовах вібрацій ослабити муфтові з'єднання.

РОЗДІЛ 3

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМІВНИЙ СТАН І МОНОЛІТНІСТЬ МУФТОВИХ РІЗЬОВИХ З'ЄДНАНЬ ЛІФТОВОЇ КОЛОНИ

3.1. Обґрунтування розрахункових моделей і методики аналізу напружено-деформівного стану з'єднань

Основними критеріями працездатності колони насосно-компресорних труб є її монолітність (щільність різьових з'єднань) і міцність труб та з'єднувальних муфт. Тому аналіз напружено-деформівного стану і щільності різі з'єднання є необхідною умовою забезпечення надійності роботи колони.

У даному розділі розробляються математичні моделі і алгоритми розрахунку напружень і деформацій елементів з'єднань ліфтової колони на основі застосування уточненої теорії оболонок і гіпотези про еквівалентну заміну витків різі пружними прошарками типу основи Вінклера. Рівняння напружено-деформівного стану отримуються на основі варіаційно-аналітичного методу з підвищеною точністю визначення розподілу переміщень і напружень муфти і з'єднувальних труб в радіальному напрямі. На відміну від класичної теорії оболонок, цей підхід дає можливість адекватно відображати не лише напружено-деформівний стан в елементах з'єднання, але й контактні напруження в зоні різьового прошарку та визначати пов'язані з цими напруженнями допустимі моменти згвичування. За рахунок раціонального добору базисних функцій забезпечується достатня точність розрахунку напружень і деформацій, забезпечується можливість дослідження крайових ефектів у зоні контакту труби і муфти. Для визначення параметрів пружного прошарку застосовуємо метод скінченних елементів.

Доцільність моделювання різі пружним прошарком пояснюється, по-перше, відомим з теорії пружності фактом сингулярності розв'язків у кутових точках скінченних елементів, що вимагає застосування спеціальних елементів з сингулярною складовою. Крім цього, навіть у випадку застосування таких елементів, виникає проблема забезпечення достатньої для практики точності

визначення напружень і деформацій. Часто за рахунок подрібнення скінченно-елементної сітки належна точність не забезпечується взагалі, або для її забезпечення непомірно зростає машинний час розв'язування задачі.

На рис. 3.1, *а* подана в аксонометрії схема з'єднання, яка складається з двох насосно-компресорних труб 1 і 2 та з'єднувальної муфти 3. На розрахунковій моделі (рис. 3.1, *б*) взаємодія елементів 1–3 здійснюється через пружні прошарки 4, 5, що моделюють зону різь. Припускаємо, що трубчасті елементи виготовлені з ізотропних матеріалів, а пружні властивості прошарків з достатньою точністю відображаються моделлю Вінклера. Напруження в прошарку, згідно з прийнятим припущенням, є пропорційними до різниці зміщень протилежних поверхонь.

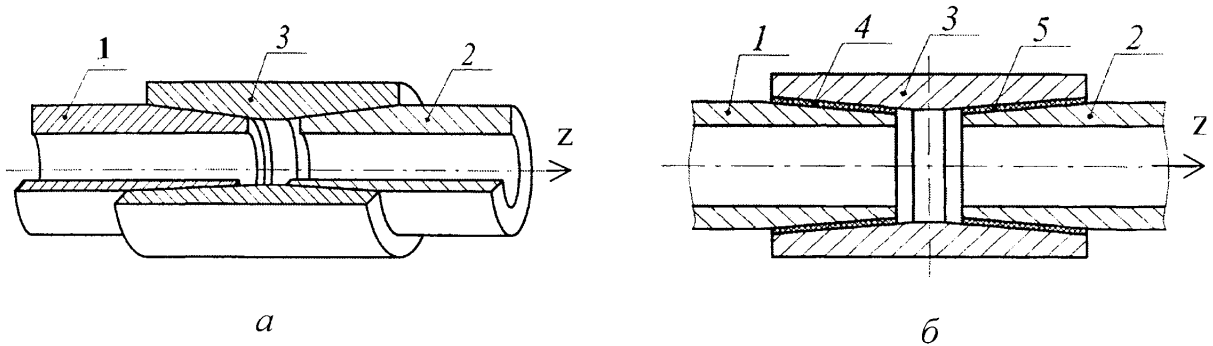


Рис. 3.1. Схема загального виду (*а*) і розрахункова модель (*б*) з'єднання:
1, 2 – насосно-компресорні труби; 3 – муфта; 4, 5 – пружні прошарки,
якими моделюється різь

На рис. 3.2 наведена блок-схема досліджень міцності і щільності муфтових з'єднань. Послідовність цих досліджень складається з таких кроків:

- 1) визначення жорсткісних характеристик пружного прошарку між муфтою і трубою, яким моделюється різь;
- 2) аналіз напружено-деформівного стану елементів з'єднання, викликаного натягом;
- 3) аналіз напружено-деформівного стану елементів з'єднання, обумовленого крутним навантаженням;

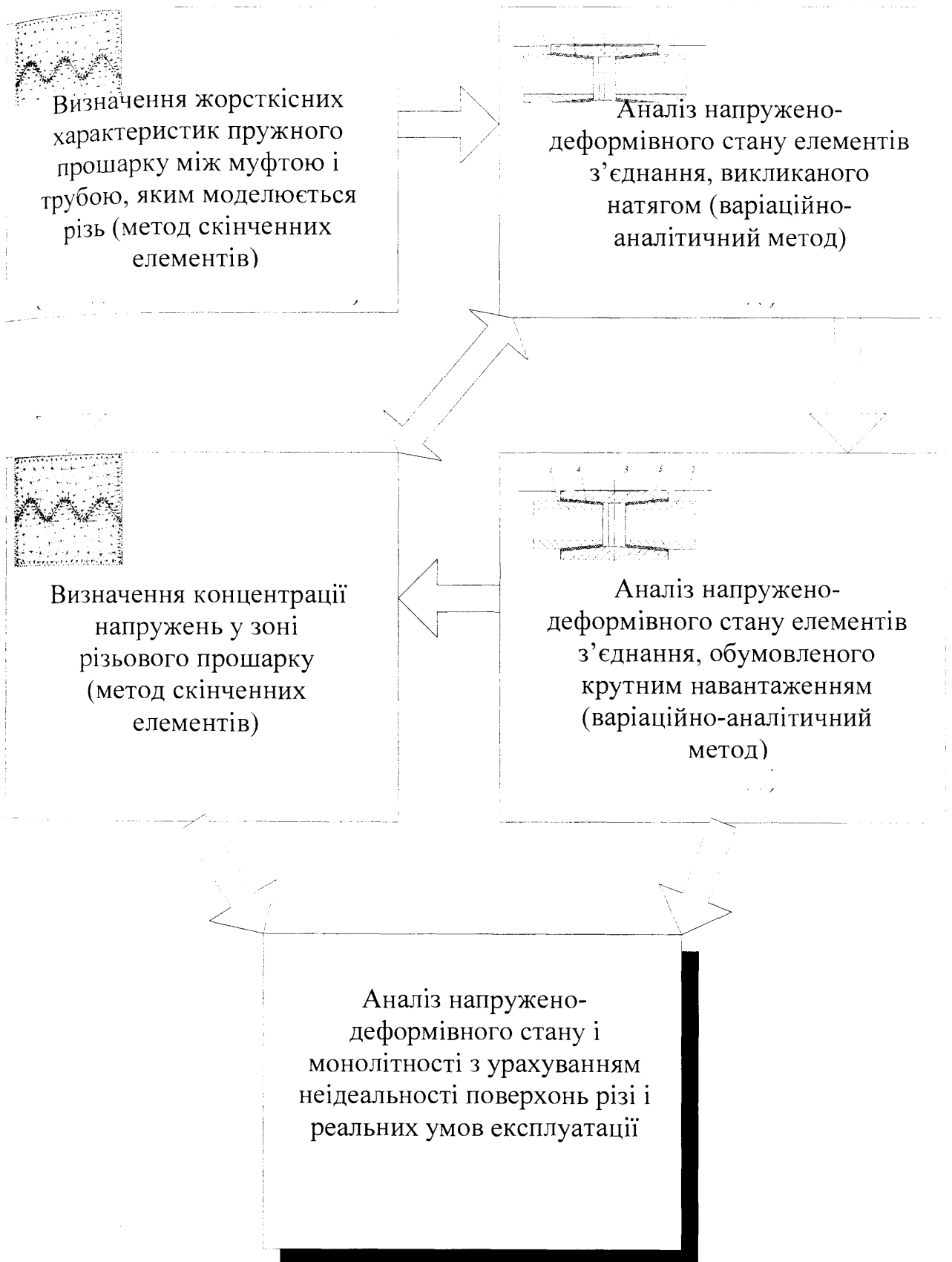


Рис. 3.2. Блок-схема алгоритму дослідження муфтового з'єднання

4) аналіз напружено-деформівного стану і монолітності з'єднання з урахуванням реальних умов експлуатації та геометричних похибок поверхонь різі.

Між задачами 1, 2 і 3 існує тісний зв'язок: отримані на першому етапі методом скінченних елементів значення жорсткості різьового прошарку використовуються для визначення напружень і деформацій, зумовлених натягом, а ці, в свою чергу, враховуються під час розв'язування задачі про кручення з'єднання. Знаходження локальних значень напружень у витках різі вимагає сукупного використання як глобальних розрахункових так і локальних (скінченно-елементних) моделей.

Розглянемо загальні аспекти побудови математичної моделі напружено-деформівного стану різьового з'єднання. Застосуємо лінійну теорію пружності [134]. У загальному випадку варіаційне рівняння динамічної рівноваги деякого k -того циліндричного елемента (рис. 3.3) можна записати у такому вигляді [144]:

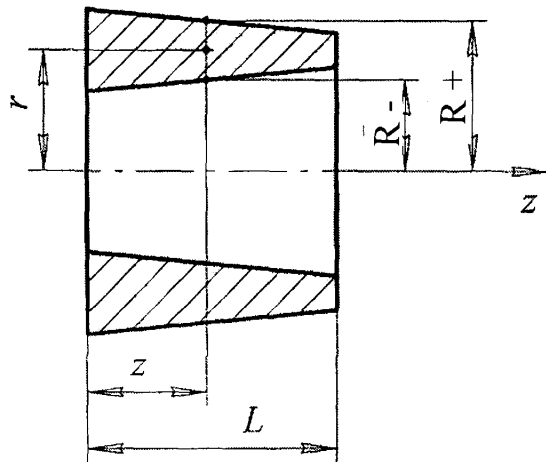


Рис. 3.3. Циліндричний товстостінний елемент

$$\delta I_k = \int_0^t \int_0^{2\pi} \int_{R^-}^{R^+} \int_0^L \left[-\sigma_\varphi + \frac{\partial \tau_{r\varphi}}{\partial \varphi} + R \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z} - r\rho \frac{\partial^2 u_r}{\partial t^2} \right] \delta u_r - r\sigma_r \frac{\partial \delta u_r}{\partial r} +$$

$$+ \left[\frac{\partial \sigma_\varphi}{\partial \varphi} + \tau_{r\varphi} + r \frac{\partial \tau_{\varphi z}}{\partial z} - r\rho \frac{\partial^2 u_\varphi}{\partial t^2} \right] \delta u_\varphi - r\tau_{r\varphi} \frac{\partial \delta u_\varphi}{\partial r} +$$

$$+ \left[r \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{\varphi z}}{\partial \varphi} - r \rho \frac{\partial^2 u_\varphi}{\partial t^2} \right] \delta u_z - r \tau_{rz} \frac{\partial \delta u_z}{\partial r} \Big] dz dr d\varphi - \int_S (\vec{\sigma}_n - \vec{P}) \delta \vec{U} dS \Big] dt = 0. \quad (3.1)$$

Тут δI_k – варіація енергії k -частини k -ої конструкції (сума енергії деформації та кінетичної енергії); t – час; R^-, R^+ – поточні значення внутрішнього та зовнішнього радіусів елемента; L – довжина елемента; u_z, u_r, u_φ – переміщення у напрямках відповідних осей; $\sigma_z, \sigma_r, \sigma_\varphi$ – нормальні напруження на відповідних площинах, ортогональних осям; $\tau_{rz}, \tau_{z\varphi}, \tau_{r\varphi}$ – дотичні напруження на цих площинах; S – поверхня тіла, на яку діє навантаження; $\vec{\sigma}_n$ – вектор напружень на поверхні тіла; \vec{P} – вектор зовнішнього поверхневого навантаження; \vec{U} – вектор переміщень.

В останньому інтегралі наведено скалярний добуток двох векторів – різниці напружень і варіації переміщень. Ця динамічна контактна задача достатньо складна. Тому проведемо на основі деяких гіпотез декомпозицію загальної задачі на ряд часткових.

Закон Гука для ортотропного матеріалу труби або муфти буде мати вигляд (вважаємо, що головні осі ортотропії колінеарні осям координат циліндричної системи координат):

$$\begin{aligned} \sigma_r &= C_{rr} \varepsilon_{rr} + C_{r\varphi} \varepsilon_{\varphi\varphi} + C_{rz} \varepsilon_{zz}, \\ \sigma_\varphi &= C_{r\varphi} \varepsilon_{rr} + C_{\varphi\varphi} \varepsilon_{\varphi\varphi} + C_{\varphi z} \varepsilon_{zz}, \\ \sigma_z &= C_{rz} \varepsilon_{rr} + C_{z\varphi} \varepsilon_{\varphi\varphi} + C_{zz} \varepsilon_{zz}, \\ \tau_{r\varphi} &= G_{r\varphi} \varepsilon_{r\varphi}, \quad \tau_{rz} = G_{rz} \varepsilon_{rz}, \quad \tau_{z\varphi} = G_{z\varphi} \varepsilon_{z\varphi}. \end{aligned} \quad (3.2)$$

Тут $\varepsilon_{rr}, \varepsilon_{rz}, \varepsilon_{r\varphi}, \varepsilon_{z\varphi}, \varepsilon_{\varphi\varphi}$ – деформації, $C_{rr}, C_{rz}, C_{r\varphi}, C_{z\varphi}, C_{\varphi\varphi}$ – пружні константи.

У випадку ізотропного матеріалу ці співвідношення мають вигляд

$$\sigma_r = \frac{E}{1+\mu} \left(\varepsilon_{rr} + \frac{\mu}{1-2\mu} (\varepsilon_{\varphi\varphi} + \varepsilon_{zz}) \right),$$

$$\begin{aligned}\sigma_z &= \frac{E}{1+\mu} \left(\varepsilon_{zz} + \frac{\mu}{1-2\mu} (\varepsilon_{\varphi\varphi} + \varepsilon_{rr}) \right), \\ \sigma_\varphi &= \frac{E}{1+\mu} \left(\varepsilon_{\varphi\varphi} + \frac{\mu}{1-2\mu} (\varepsilon_{rr} + \varepsilon_{zz}) \right), \\ \tau_{r\varphi} &= \frac{E}{2(1+\mu)} \varepsilon_{r\varphi}, \quad \tau_{rz} = \frac{E}{2(1+\mu)} \varepsilon_{rz}, \quad \tau_{z\varphi} = \frac{E}{2(1+\mu)} \varepsilon_{z\varphi}.\end{aligned}\quad (3.3)$$

Співвідношення між деформаціями та переміщеннями в циліндричних координатах при нехтуванні малими нелінійними складниками будуть

$$\begin{aligned}\varepsilon_{rr} &= \frac{\partial u_r}{\partial r}, \quad \varepsilon_{\varphi\varphi} = \frac{1}{r} \frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi} + \left(\frac{1}{r} u_\varphi \right), \quad \varepsilon_{zz} = \frac{\partial u_z}{\partial z}, \\ \varepsilon_{r\varphi} &= \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \varphi} + r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} u_\varphi \right), \quad \varepsilon_{z\varphi} = \frac{\partial u_\varphi}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \varphi}, \\ \varepsilon_{zr} &= \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{\partial u_r}{\partial z}.\end{aligned}\quad (3.4)$$

Співвідношення (3.1) – (3.4) разом з крайовими умовами становлять замкнуту систему вирішуючих рівнянь. Нижче ці рівняння та граничні умови будуть конкретизуватися для окремих видів навантаження.

3.2. Визначення жорсткісних характеристик пружного прошарку між муфтою і трубою, яким моделюється різь

Для моделі контактного з'єднання "муфта-труба" в рамках теорії оболонок виконано розрахунок коефіцієнта постелі k методом скінченних елементів. Різьове з'єднання із заданими геометричними розмірами розбивалося на 9830 елементів, які містять 19622 вузли з невідомими переміщеннями u_x, u_y . Граничні умови включали защемлення нижньої поверхні, що відповідає внутрішній стінці труби, умови симетрії $\frac{\partial u_x}{\partial x} = 0$ при $x = 0$ і $x = L$ та

переміщення u_y вздовж осі y , що визначає притискання зовнішньої стінки муфти. Величина такого переміщення вибрана з умови, щоб досягнутий рівень напружень у трубі та муфті не перевищував величини границі текучості, наприклад; $\sigma_T = 380$ МПа. Модуль Юнга матеріалу труби і муфти – однаковий $E = 210000$ МПа, коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,25$. Повне переміщення $u_{y,\max} = -0,012$ мм здійснюємо послідовно за 20 рівномірних кроків n з величиною $\Delta u_y = -0,0006$ мм. Розглянуто два види контакту: контакт з проковзуванням на нахилених поверхнях витків різі з коефіцієнтом тертя $f = 0,2$ та ідеальний контакт (без проковзування). Для виявлення впливу контактного з'єднання на жорсткість конструкції (труба+муфта) розраховано також коефіцієнт постелі для еквівалентного суцільного елемента (сумарної товщини) без різьового з'єднання.

3.2.1. Наближений розрахунок коефіцієнта постелі.

Вважатимемо, що деформація відбувається тільки в одному напрямку, і оцінимо відносну деформацію ε_y з'єднання як для суцільного матеріалу:

$\varepsilon_{y,\max} = u_{y,\max} / H$, де $H = 10$ мм – сумарна товщина з'єднання (труба+муфта). Тоді напруження від максимального навантаження оцінимо за

формулою $\sigma_{y,\max} = \bar{E} \varepsilon_{y,\max}$, де $\bar{E} = \frac{E}{(1-\nu)(1+\nu_1)}$, $\nu_1 = \frac{\nu}{1-\nu}$ – як для

випадку плоскої деформації. Для розглянутого вище випадку, $\sigma_{y,\max} = 192$ МПа, звідки видно, що процес деформування – пружний. В силу лінійності задачі для суцільного матеріалу (без з'єднання) на першому з 20 кроків розрахунку приріст напруження складатиме $\Delta\sigma_y = 9,6$ МПа, що відповідає переміщенню $\Delta u_y = -0,00038$ мм.

Коефіцієнт постелі визначали за формулою

$$k = \frac{\Delta\sigma_{yy}}{\Delta u_y}, \quad (3.5)$$

де $\Delta\sigma_{yy} = \sigma_{yy}^{(i+1)} - \sigma_{yy}^{(i)}$, $\sigma_{yy}^{(i)} = \frac{1}{L} \int_0^L \sigma_{yy}^{(i)} ds$ – усереднене за довжиною з’єднання напруження, L – довжина контактного з’єднання (фрагмент), i – крок навантаження. Для суцільного матеріалу коефіцієнт постелі визначаємо згідно таких співвідношень

$$k = \frac{\Delta\sigma_{yy}}{\Delta u_y} = \frac{\bar{E}(u_{\max}/20)/H}{u_{\max}/20} = \frac{\bar{E}}{H} = 25200 \text{ МПа/мм.}$$

Результати числового розрахунку напруженого стану в суцільному матеріалі методом скінченних елементів засвідчили добру збіжність, а саме приріст напруження $\Delta\sigma_{yy}$ на першому кроці навантаження, дорівнював – 9,576 МПа.

Для визначення жорсткості зони різьового прошарку необхідно врахувати як трибологічні, так і технологічні параметри різьового з’єднання.

3.2.2. Скінченно - елементне моделювання впливу трибологічних чинників. Використовуючи програмне забезпечення, яке базується на методі скінченних елементів (МСЕ) були проведені обчислення коефіцієнтів постелі k з урахуванням впливу різних трибологічних чинників. У випадку суцільної області $k_0 = 25200$ МПа/мм, для контакту без врахування проковзування ($f = \infty$); для ідеального (зв’язаного) контакту $k_b = 21720$ МПа/мм ($0,86 k_0$); а для контакту з тертям ($f = 0,2$) $k_s = 18\,726$ МПа/мм ($0,74 k_0$). Як бачимо, наявність контакту на 15-25 % послаблює жорсткість конструкції.

Розподіл напружень σ_{yy} в напрямку осі y в зоні контакту витків різі з похибками їх виготовлення наведено на рис. 3.4. і 3.5. Рис. 3.4. відображає напружений стан при переміщенні $\Delta u_y = -0,00038$ мм, рис. 3.5. – при максимальному переміщенні $\Delta u_{\max} = -0,0076$ мм.

Розрахунок виконано для двох половинок контактуючих витків при виконанні умов періодичності на лівому та правому краях $\frac{\partial u_x}{\partial x} = 0$. З

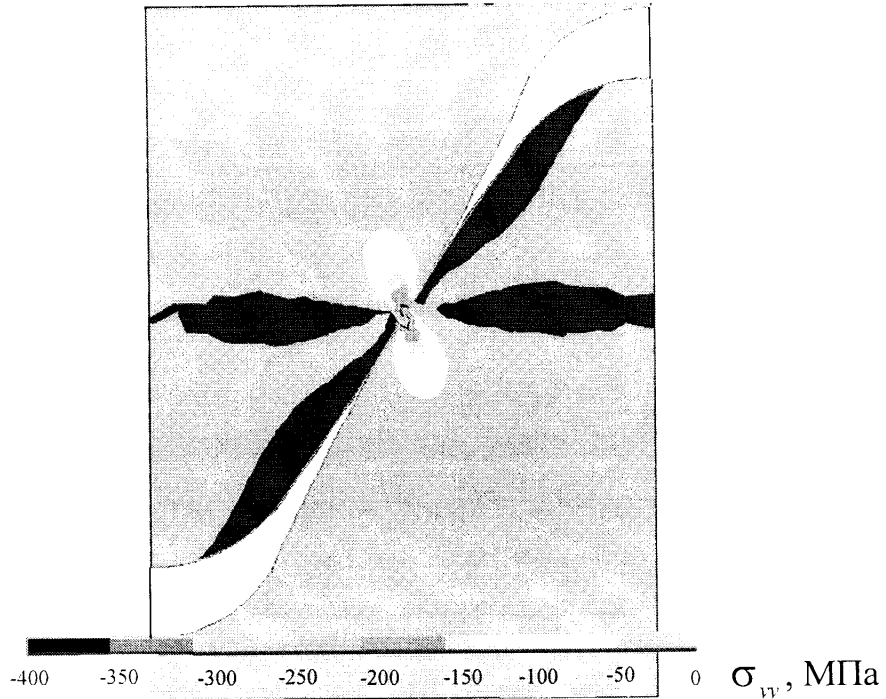


Рис. 3.4. Розподіл напружень σ_{yy} у зоні контакту витків різі з макронерівностями (перший крок переміщення $n = 1$)

приведених рис. 3.4 і рис. 3.5 видно, що напруження концентруються поблизу початкової точки контакту і мають форму “вісімки”, дещо повернутої від вертикалі. Можливі утворення зони пластичності (за межу текучості взято значення 380 МПа). Червоним кольором виділено зони з напруженнями розтягу. Вони локалізовані вздовж ліній контакту витків різі у верхній частині кожного витка. Приповерхневі зони від точки початкового контакту і до вершини витка зазнають розтягу, тоді як прикоренева зона витка знаходиться в умовах стиску. Крім того, ще одна зона розтягу “перетинає” кожен виток різі майже горизонтально на рівні точки початкового контакту. В інших областях напруження змінюються незначно, вирівнюючись до верхнього та нижнього краю (коренева зона витків).

Подальші розрахунки показали, що із збільшенням переміщення Δu_y проходить розширення зон пластичності та зон підвищених напружень стиску та взаємодія з такими ж зонами сусідніх витків. Таким чином в різьбовому з'єднанні утворюється хвилеподібна зона підвищених напружень стиску, співвимірною з висотою витків, яку можна умовно відокремити в окремий контактний прошарок зі значно більшою жорсткістю в порівнянні з плоскою горизонтальною поверхнею контакту.

При досягненні максимального переміщення $u_{y,\max} = -0,0076$ мм (див. рис. 3.5.), характерним є наявність суцільної вздовж різьбового з'єднання зони пластичного контакту.

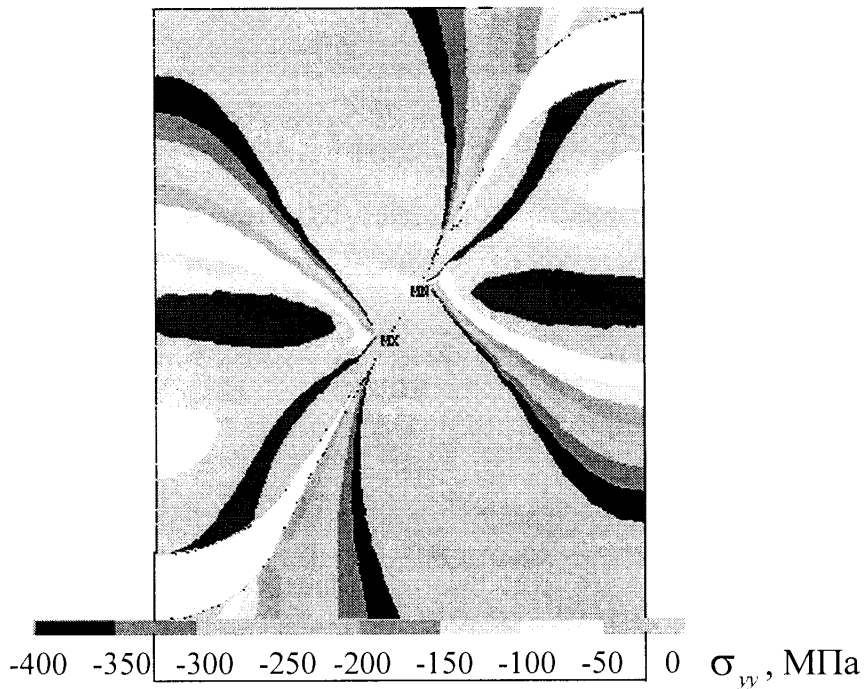


Рис. 3.5. Розподіл напружень у зоні контакту витків різі з макронерівностями (20-ий крок переміщення $n = 20$)

На основі проведених розрахунків визначені коефіцієнти постелі пружного прошарку, яким моделюється різь при різних умовах експлуатації різьбового з'єднання. Графічні залежності коефіцієнтів постелі пружного прошарку кінчної різі для різних умов роботи на поверхнях контакту витків наведені на рис. 3.6.

З графіків видно, що визначені чисельно коефіцієнти постелі k для різних кроків навантаження дещо коливаються, однак ця різниця не перевищує 5% значення k для суцільного матеріалу.

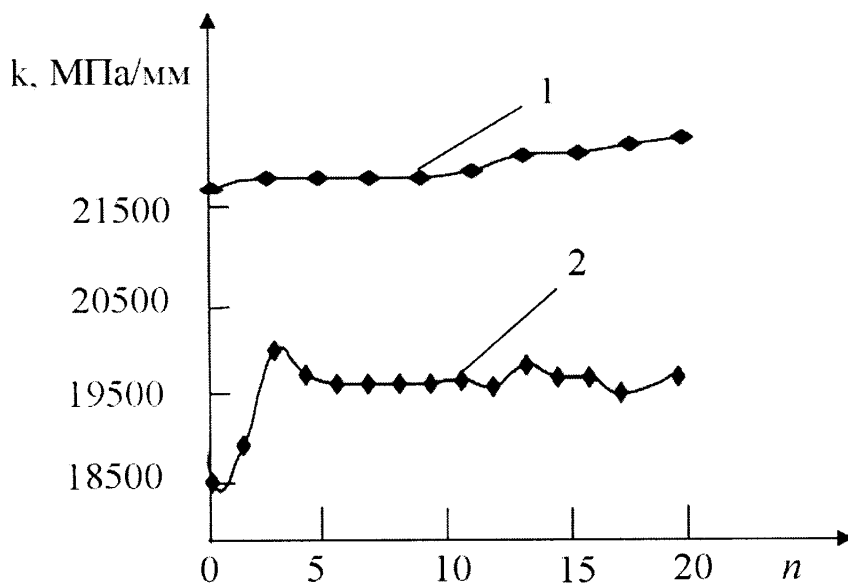


Рис. 3.6. Залежність коефіцієнта постелі від кроку переміщення n та умов роботи на поверхнях контакту витків (1 – без проковзування, 2 – з проковзуванням)

3.2.3. Скінченно-елементне моделювання впливу технологічних чинників. Для моделі контактного з'єднання "муфта-труба" в рамках теорії пружності виконано розрахунок коефіцієнта постелі k методом скінченних елементів. Різьове з'єднання із заданими геометричними розмірами розбивалося на 5359 елементів, які містять 11017 вузлів з невідомими переміщеннями u_x, u_y . Виділено фрагмент з трьома витками різі (рис. 3.7 а). Кутове неузгодження поверхонь витків складає 1 градус (див. рис. 3.7 б).

Граничні умови включали защемлення нижньої поверхні, що відповідає внутрішній стінці труби, умови симетрії $\frac{\partial u_x}{\partial x} = 0$ при $x = 0$ і $x = L$ та переміщення U_y вздовж осі y , що визначає притискання зовнішньої стінки муфти. Модуль Юнга матеріалу труби і муфти – однаковий $E = 210000$ МПа,

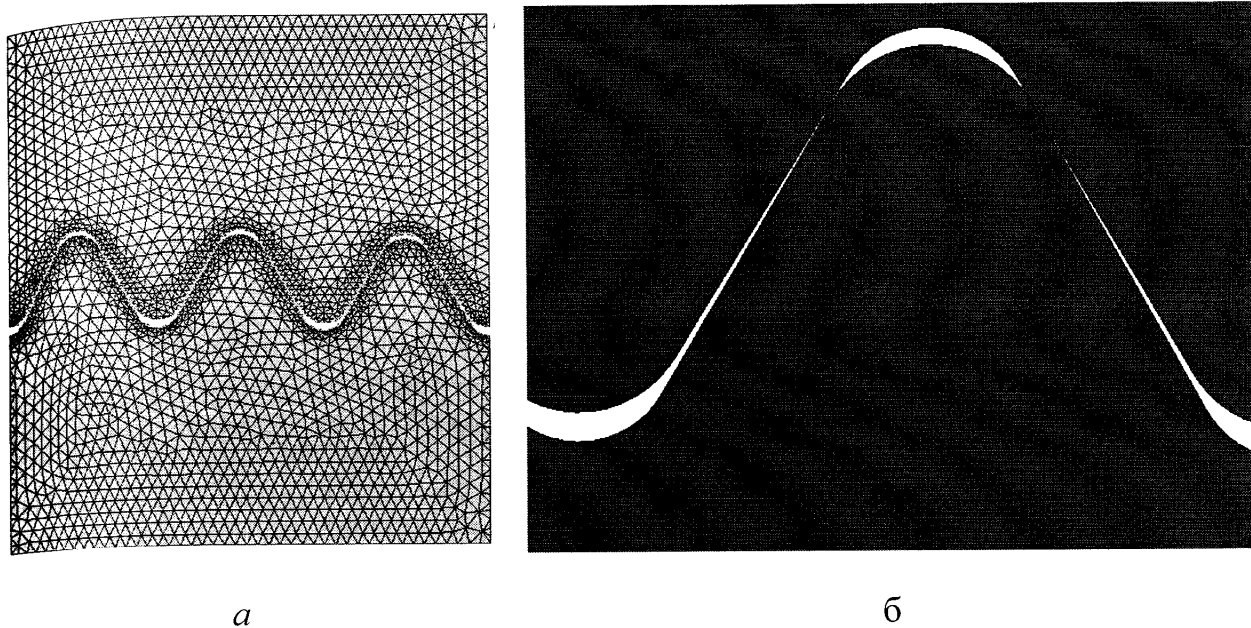


Рис. 3.7. Кутова неузгодженість різи (1°)

коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,25$, границя текучості $\sigma_T = 380$ МПа. Повне притискання $u_{y,\max} = -0,1$ мм здійснюємо послідовно за 20 рівномірних кроків n з величиною $\Delta u_y = -0,005$ мм. Розглянуто чисто пружну постановку, а також пружно-пластичну постановку без зміцнення. Коефіцієнт тертя ковзання між поверхнями витків $f = 0,2$.

Коефіцієнт постелі визначали згідно залежності (3.5). Крім цього коефіцієнт постелі обчислено з використанням усередненого значення напруження Мізеса σ_{eqv} за формулою

$$k = \sqrt{3} \frac{\Delta \sigma_{eqv}}{\Delta u_y}, \quad (3.6)$$

що для пружного випадку дає практично однакові результати. Для суцільного матеріалу раніше отримано значення коефіцієнта постелі $k = 25200$ МПа/мм.

Результати обчислення наведено на рис. 3.8.

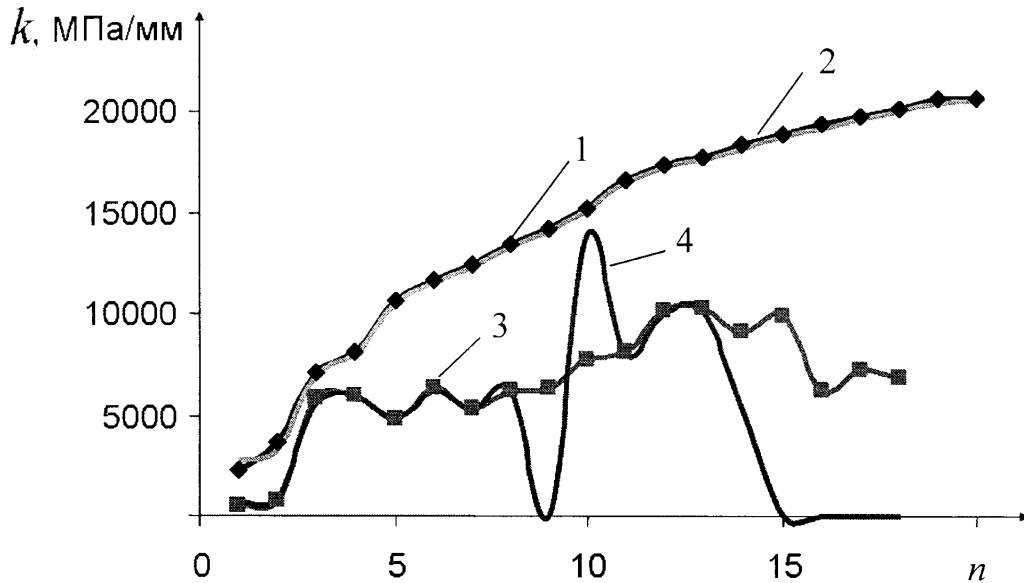


Рис. 3.8. Зміна коефіцієнта постелі в залежності від кроку переміщення

Графіки з точками (крива 1) відповідають результатам розрахунку отриманих за формулою (3.5), а без точок (крива 2) – за формулою (3.6). Для чисто пружної постановки результати співпадають (верхні два графіки практично злилися в один). Для пружно-пластичної постановки (криві 3 і 4) на останніх кроках навантаження втрачається несуча здатність конструкції внаслідок пластичного течіння в майже усій області “муфта-труба”.

Величина коефіцієнта тертя на відміну від інших факторів практично не впливає на жорсткість різьбового з’єднання труб ліфтової колони.

3.3. Аналіз напружено-деформівного стану елементів з’єднання, викликаного натягом

Для дослідження процесу згвинчування з’єднання розглянемо його осесиметричний розтяг-стиск. Вважаємо, що в цьому випадку мають місце лише переміщення u_z , u_r , деформації ε_z , ε_r , ε_{zr} та напруження σ_z , σ_r , τ_{zr} . Всі ці величини вважаємо незалежними від колової координати φ . Цей випадок відповідає таким різновидам деформації з’єднання: розтягу поздовжнім зусиллям (наприклад, вагою колони труб) та осесиметричному розпиранню

радіальними зусиллями, що виникають під час загвинчування деталей з конічною різьбою чи внаслідок зміни їхньої температури.

Для даного випадку розглянемо наступні апроксимації переміщень:

$$\text{– муфти} \quad u_z^M = u_{zj}^M (R-r)^{(i-1)} z^j, \quad u_r^M = u_{rj}^M (R-r)^{(i-1)} z^j \quad (i=1, 2, \dots, N; j=1, 2, \dots, M), \quad (3.7)$$

$$\text{– труби} \quad u_z^I = u_{zj}^I (R-r)^{(i-1)} z^j, \quad u_r^I = u_{rj}^I (R-r)^{(i-1)} z^j \quad (i=1, 2, \dots, N; j=1, 2, \dots, M). \quad (3.8)$$

Усуваючи з варіаційного рівняння (3.1) члени, що дорівнюють нулеві, одержуємо

$$\begin{aligned} \delta I_k = & \int_0^l \int_0^{2\pi} \int_0^{R^*} \left[-\sigma_\varphi + R \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z} - r \rho \frac{\partial^2 u_r}{\partial t^2} \right] \delta u_r - r \sigma_r \frac{\partial \delta u_r}{\partial r} + \\ & + \left[r \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} - r \rho \frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2} \right] \delta u_z - r \tau_{rz} \frac{\partial \delta u_z}{\partial r} \Big] dz dr d\varphi + \int_{S_k} (\vec{P}) \delta \vec{U} dS \Big] dt = 0. \end{aligned} \quad (3.9)$$

З урахуванням залежностей (3.2, 3.3) рівняння (3.9) перетворюємо до вигляду

$$\begin{aligned} \delta I_k = & \int_0^l \int_0^{R^*} \left[\left(-C_{r\rho} r \frac{\partial u_r}{\partial r} - C_{\varphi\rho} u_r \right) + \left(-C_{\varphi z} r \frac{\partial u_z}{\partial z} + Gr^2 \frac{\partial^2 u_z}{\partial z \partial r} \right) + Gr^2 \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right] \delta u_r dr dz - \\ & - \int_0^l \int_0^{R^*} \left[\left(C_{rr} r^2 \frac{\partial u_r}{\partial r} + C_{r\rho} r u_r \right) + C_{rz} r^2 \frac{\partial u_z}{\partial z} \right] \delta \left(\frac{\partial u_r}{\partial r} \right) dr dz + \int_0^l \int_0^{R^*} \left[\left(C_{rz} r \frac{\partial^2 u_r}{\partial r \partial z} + C_{zz} r \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) \right] \delta u_z dr dz - \\ & - \int_0^l \int_0^{R^*} \left[\left(Gr \frac{\partial u_z}{\partial r} + Gr \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) \right] \delta \left(\frac{\partial u_z}{\partial r} \right) dr dz + \int_{S_k} (\vec{P}) \delta \vec{U} dS. \end{aligned} \quad (3.10)$$

Оскільки процес деформування з'єднання вважаємо квазістаціонарним та у зв'язку з осьовою симетрією напружено-деформівного стану, необхідність інтегрування у варіаційному рівнянні (3.9) за часом та за кутовою координатою відпадає. Використовуючи симетрію задачі, розглядаємо половину з'єднання (рис. 3.9), для якої варіаційне рівняння рівноваги запишеться як

$$\delta I = \delta I_T + \delta I_M \quad (3.11)$$

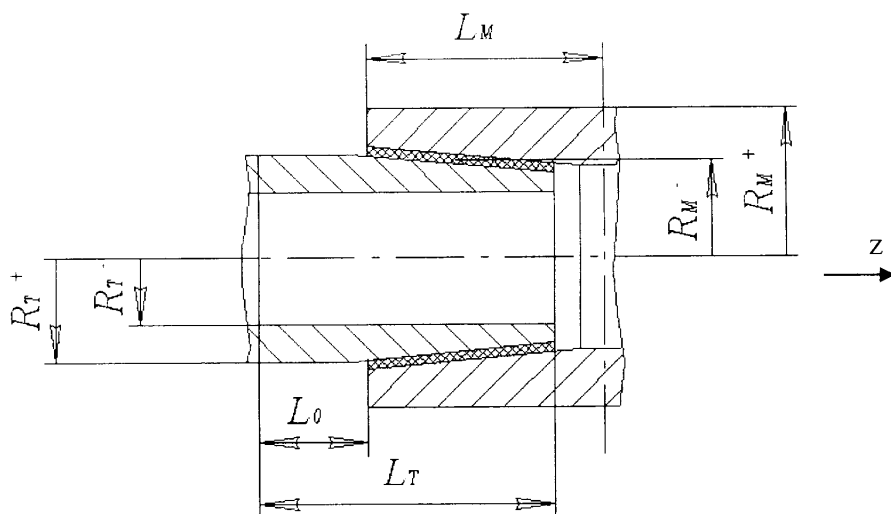


Рис. 3.9 Редукована розрахункова схема з'єднання

У механічній системі залишилися дві основні складові – трубчастий елемент (T) та половина муфти (M), спряження яких здійснюється через проміжний прошарок типу Вінклера. Для згаданого прошарку виконується залежність

$$\sigma_n^+ - \sigma_n^- = K_n (u_n^+ - u_n^-), \quad (3.12)$$

тобто, різниця напружень на поверхнях прошарку є пропорційною різниці відповідних переміщень з коефіцієнтом пропорційності K_n .

З урахуванням (3.10) – (3.12) отримуємо

$$\int_{R_T^-}^{R_T^+} \int_0^{L_T} \left[\left(-C_{r\phi} r \frac{\partial u_r^T}{\partial r} - C_{\phi\phi} u_r^T \right) + \left(-C_{\phi z} r \frac{\partial u_z^T}{\partial z} + Gr^2 \frac{\partial^2 u_z^T}{\partial z \partial r} \right) + Gr^2 \frac{\partial^2 u_r^T}{\partial z^2} \right] \delta u_r^T dr dz -$$

$$- \int_{R_T^-}^{R_T^+} \int_0^{L_T} \left[\left(C_{rr} r^2 \frac{\partial u_r^T}{\partial r} + C_{r\phi} r u_r^T \right) + C_{rz} r^2 \frac{\partial u_z^T}{\partial z} \right] \delta \left(\frac{\partial u_r^T}{\partial r} \right) dr dz +$$

$$\begin{aligned}
& + \int_{R_M^-}^{R_M^+} \int_0^{L_M} \left[\left(Gr^2 \frac{\partial^2 u_z^M}{\partial r^2} + Gr \frac{\partial u_z^M}{\partial r} \right) + \left(C_{\varphi z} r \frac{\partial u_r^M}{\partial z} + Gr^2 \frac{\partial^2 u_r^M}{\partial z \partial r} \right) \right] \delta u_z^M dr dz \\
& - \int_{R_M^-}^{R_M^+} \int_0^{L_M} \left[r C_{z\varphi} u_r^M + \left(C_{rz} r^2 \frac{\partial u_r^M}{\partial z} + C_{zz} r^2 \frac{\partial u_z^M}{\partial z} \right) \right] \delta \left(\frac{\partial u_z^M}{\partial r} \right) dr dz + \\
& + \int_{S_k} K_r (u_{r_k}^T - u_{r_k}^M) (\delta u_{r_k}^T - \delta u_{r_k}^M) dS_k + \int_{S_k} K_z (u_{z_k}^T - u_{z_k}^M) (\delta u_{z_k}^T - \delta u_{z_k}^M) dS_k = 0. \quad (3.13)
\end{aligned}$$

Тут S_k – поверхня контакту, $u_{z_k}^T$ і $u_{z_k}^M$ – відповідно поздовжні переміщення труби і муфти, $u_{r_k}^T$ і $u_{r_k}^M$ – відповідно радіальні переміщення труби і муфти.

Підставляючи вирази (3.7) та (3.8) до рівності (3.13), отримуємо

$$\begin{aligned}
\delta I_k = & f_r^1(i, k) \cdot f_z^1(j, l) \cdot u_{r_{ij}}^T \cdot \delta u_{r_{kl}}^T + f_r^2(i, k) \cdot f_z^2(j, l) \cdot u_{z_{ij}}^T \cdot \delta u_{r_{kl}}^T \\
& + f_r^3(i, k) \cdot f_z^3(j, l) \cdot u_{r_{ij}}^T \cdot \delta u_{r_{kl}}^T + \\
& + f_r^4(i, k) \cdot f_z^4(j, l) \cdot u_{r_{ij}}^T \cdot \delta u_{r_{kl}}^T + f_r^5(i, k) \cdot f_z^5(j, l) \cdot u_{z_{ij}}^T \cdot \delta u_{r_{kl}}^T + \\
& + g_r^1(i, k) \cdot f_z^1(j, l) \cdot u_{r_{ij}}^T \cdot \delta u_{z_{kl}}^T + g_r^2(i, k) \cdot f_z^2(j, l) \cdot u_{z_{ij}}^T \cdot \delta u_{z_{kl}}^T \\
& + g_r^3(i, k) \cdot f_z^3(j, l) \cdot u_{r_{ij}}^T \cdot \delta u_{z_{kl}}^T + \\
& + g_r^4(i, k) \cdot f_z^4(j, l) \cdot u_{r_{ij}}^T \cdot \delta u_{z_{kl}}^T - S_{jl}^1 \delta u_{r_{kl}}^T - S_{jl}^2 \delta u_{z_{kl}}^T. \quad (3.14)
\end{aligned}$$

Тут, з точністю до величин вищого порядку малості,

$$f_r^1(i, k) = \int_{R_T^-}^{R_T^+} \left(C_{r\varphi} r (i-1) (R_T^+ - r)^{(i-2)} - C_{\varphi\varphi} (R_T^+ - r)^{(i-1)} \right) \left((R_T^+ - r)^{(k-1)} \right) dr,$$

$$f_r^2(i, k) = \int_{R_T^-}^{R_T^+} \left(-C_{z\varphi} r (R_T^+ - r)^{(i-1)} - Gr^2 (i-1) (R_T^+ - r)^{(i-2)} \right) \left((R_T^+ - r)^{(k-1)} \right) dr,$$

$$f_r^3(i, k) = \int_{R_T^-}^{R_T^+} \left(Gr^2 (R_T^+ - r)^{(i-1)} \right) \left((R_T^+ - r)^{(k-1)} \right) dr,$$

$$f_r^4(i, k) = \int_{R_T^-}^{R_T^+} \left(-C_{rr} r^2 (i-1) (R_T^+ - r)^{(i-2)} + C_{r\varphi} r^2 (R_T^+ - r)^{(i-1)} \right) \left((k-1) (R_T^+ - r)^{(k-2)} \right) dr,$$

$$f_r^5(i, k) = \int_{R_T^-}^{R_T^+} \left(C_{rz} r^2 (R_T^+ - r)^{(i-1)} \right) \left((k-1) (R_T^+ - r)^{(k-2)} \right) dr,$$

$$g_r^1(i, k) = - \int_{R_T^-}^{R_T^+} \left(C_{rz} r (i-1) (R_T^+ - r)^{(i-2)} \right) \left((R_T^+ - r)^{(k-1)} \right) dr,$$

$$g_r^2(i, k) = \int_{R_T^-}^{R_T^+} \left(C_{zz} r (R_T^+ - r)^{(i-1)} \right) \left((R_T^+ - r)^{(k-1)} \right) dr,$$

$$g_r^3(i, k) = - \int_{R_T^-}^{R_T^+} \left(Gr (i-1) (R_T^+ - r)^{(i-2)} \right) \left((k-1) (R_T^+ - r)^{(k-2)} \right) dr,$$

$$g_r^4(i, k) = \int_{R_T^-}^{R_T^+} \left(Gr (R_T^+ - r)^{(i-1)} \right) \left((k-1) (R_T^+ - r)^{(k-2)} \right) dr.$$

Для складників за координатою z отримуємо залежності

$$f_z^1(j, l) = \int_0^{L_T} z^j z^l dz = \frac{L_T^{j+l+1}}{j+l+1},$$

$$f_z^2(j, l) = \int_0^{L_T} j z^{j-1} z^l dz = \frac{L_T^{j+l}}{j+l},$$

$$f_z^3(j, l) = \int_0^{L_T} j(j-1) z^{j-2} z^l dz = \frac{L_T^{j+l-1}}{j+l-1},$$

$$f_z^4(j, l) = f_z^1(j, l) = \int_0^{L_T} z^j z^l dz = \frac{L_T^{j+l+1}}{j+l+1},$$

$$f_z^5(j,l) = f_z^2(j,l) = \int_0^{L_T} jz^{j-1} z^l dz = \frac{L_T^{j+l}}{j+l} .$$

Відмінною особливістю конічної різі є лінійна зміна діаметрів уздовж її осі під час переходу від одного перетину до іншого. Іншими словами, при постійних значеннях кроку, кута профілю і висоти витка різі діаметри конічної різі лінійно змінюються за її довжиною.

До згвинчування середній діаметр різі труби дещо більший середнього діаметра різі муфти, внаслідок чого, спостерігається геометричний стрибок зсуву поверхонь різей, що сполучаються. Проте вказана різниця між середніми геометричними діаметрами труби і муфти не може вважатися пружним натягом, оскільки при нарізанні різі на її поверхнях утворюються нерівності (шорсткості - «гребінці»). Ці нерівності поверхонь різі в результаті напруженого з'єднання труби з муфтою частково зрізаються, що обумовлює свого роду пластичний стрибок зсуву. Це явище буде чисельно описане в параграфі 3.5.

Наразі натяг вважаємо пружним. Тоді, згідно (3.13), останній поверхневий інтеграл надає таке значення вільному членові:

$$2\pi \int_0^{L_K} \Delta(z) K(z) (\delta u_r^M - \delta u_r^T) R_k(z) dz .$$

Тут: Δ – натяг, який в загальному випадку може залежати від поздовжньої координати, що може бути пов'язано як із наявністю перекосів, так і з похибками виготовлення різі. Зміну натягу за довжиною різі може передбачати і сама конструкція з'єднання, адже, як наголошується в останніх дослідженнях [182], у випадку криволінійного профілю серединної поверхні різі за однакових зусиль згвинчування досягається краща герметичність, ніж для конусної різі.

Розглядалося з'єднання труб діаметром $4^{1/4}$ дюйма, основні геометричні параметри елементів якого подані на рис. 3.10 та рис. 3.11. Розпираючі зусилля визначаємо згідно алгоритму аналітичного підходу на основі (3.1 - 3.13).

Використовуючи значення жорсткості зони різі, отримані у попередньому параграфі, визначимо розпирні зусилля і розподіл напружень за допомогою варіаційно-аналітичного методу моделювання напружено-деформівного стану.

На рис. 3.12.-3.14. показано розподіл нормальних напружень в трубі у випадку максимального натягу.

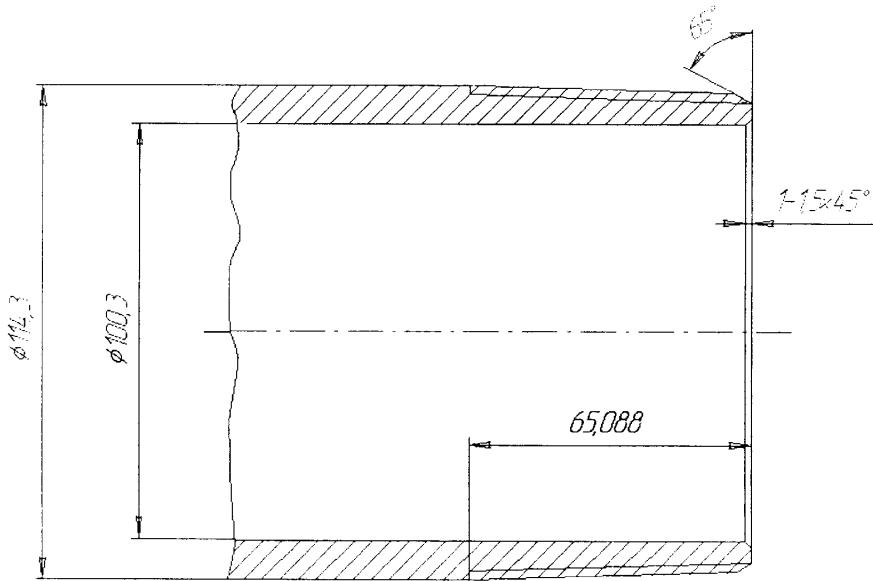


Рис. 3.10. Насосно-компресорна труба

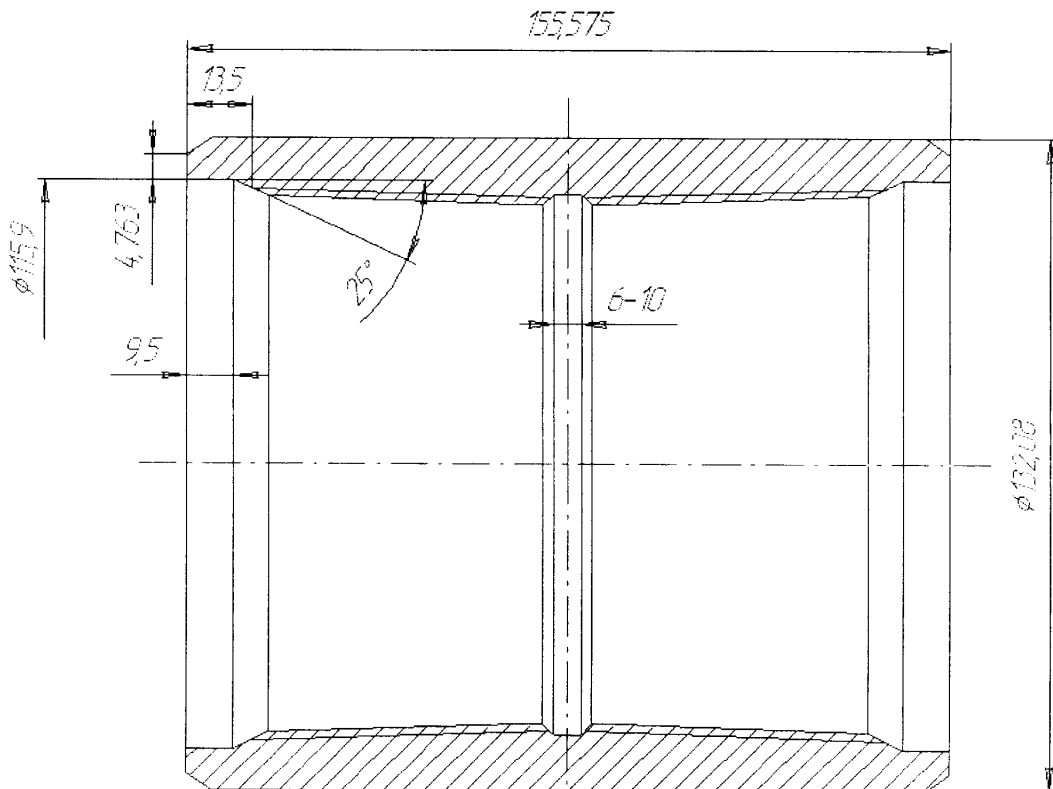


Рис. 3.11. Муфта для з'єднання насосно-компресорних труб

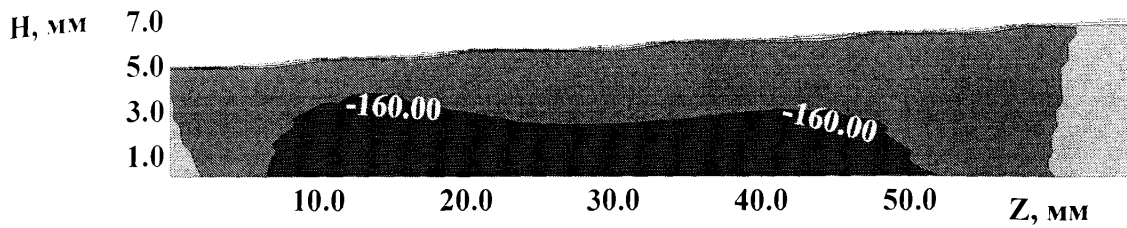


Рис. 3.12. Колові напруження σ_φ (в МПа) у тілі трубі (в зоні різі)

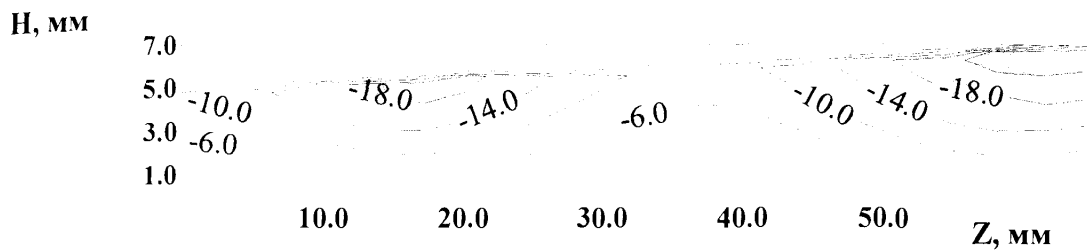


Рис. 3.13. Радіальні напруження σ_r (в МПа)

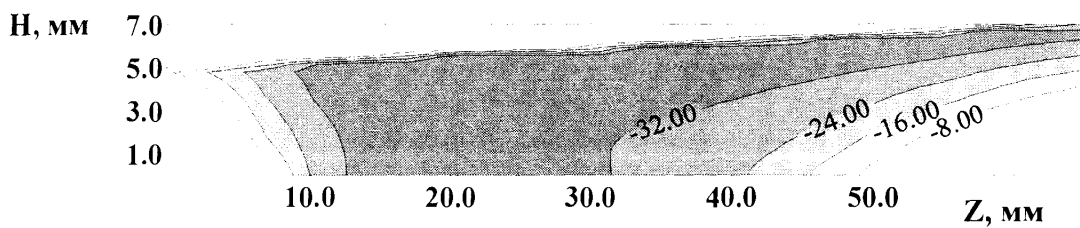


Рис. 3.14. Поздовжні напруження σ_z (в МПа)

Іа рис. 3.15-3.17 наведено розподіл нормальних напружень вздовж контактної зони (зони витків) для різних значень зони контакту.

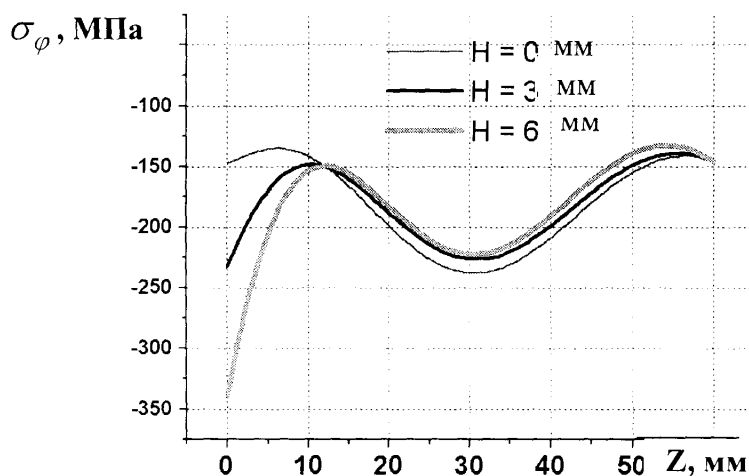


Рис. 3.15. Колові напруження σ_φ у трубі (натяг 12 мм)

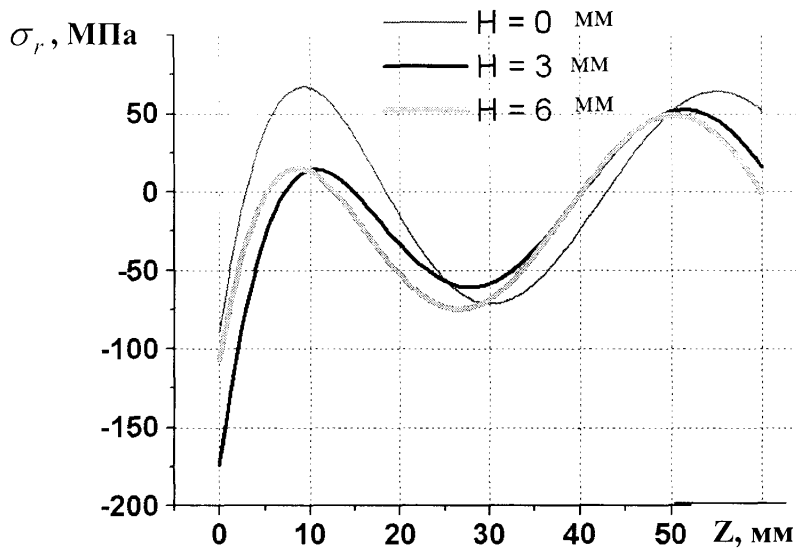


Рис. 3.16. Радіальні напруження σ_r у трубі (натяг 12 мм)

При згвинчуванні конічних різьбових з'єднань з пружним натягом зовнішнє радіальне стиснення внутрішнього циліндра, згідно ефекту Пуассона, повинно викликати осьове подовження і, навпаки, радіальне розтягування зовнішнього циліндра, обумовлене контактним тиском, повинно викликати осьове укорочення. Проте унаслідок з'єднання циліндрів за допомогою різі, взаємного відносного переміщення поверхонь в осьовому напрямі не може відбутися. Звідси видно, що в деталях різьбового з'єднання, що згвинчується з пружним натягом, виникають не тільки колові, але і осьові нормальні напруження, оскільки взаємні осьові деформації обмежені наявністю різі.

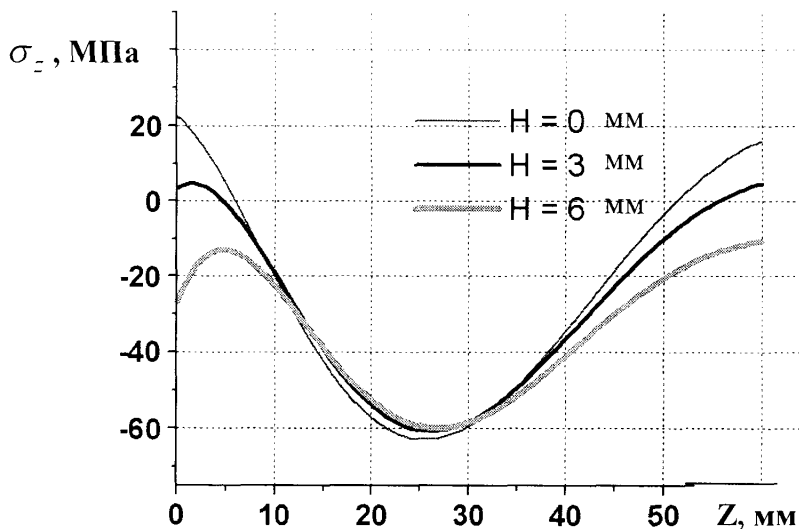


Рис. 3.17. Поздовжні напруження σ_z у трубі (натяг 12 мм)

При порівнянні з отриманими в [92] графіками напружень, отримані вище осьові напруження мають трохи інший характер. Не спостерігається настільки стрімкого затухання їх при віддаленні від внутрішнього краю зони контакту. Це пояснюється тим, що у [92] перебільшений вплив крайового ефекту і не враховано об'ємний характер розподілу напружень. Хоча до вільного краю труби, тобто до вільної торцьової поверхні, спостерігається зменшення осьових напружень до нуля. Точного досягнення нульового значення не досягається, оскільки вище наведена розрахункова схема спрямована на паралельне задоволення крайових умов та умов рівноваги в інтегральному сенсі.

Як бачимо, в той час коли колові напруження σ_φ досягають значень 180 МПа, значення радіальних і поздовжніх напружень σ_r, σ_z значно менші і не перевищують 20–25 МПа.

3.4. Аналіз напружено-деформівного стану елемента з'єднання, обумовленого крутним навантаженням

Розглянемо задачу на кручення (рис 3.18.) з'єднань ліфтової колони з НКТ. При цьому врахуємо попередньо знайдений розв'язок напружено-деформівного стану ліфтових з'єднань що працюють на стиск. Розглянемо дві задачі кожна з яких має такі випадки:

1. Процес експлуатації:
 - а) крутний момент настільки малий, що не відбувається проковзування в зоні контакту;
 - б) при зростанні моменту, проковзування проходить по частині поверхні контакту;
 - в) зона контакту співпадає із зоною проковзування.

2. Процес складальних робіт:

- а) крутний момент настільки малий, що не створюється навіть мінімальний пружний натяг, а лише мікропластичні деформації;
 б) при зростанні моменту створюється пружний натяг.

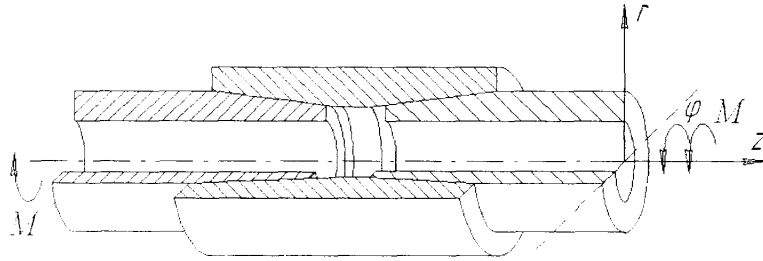


Рис. 3.18. Схема загального виду з'єднання: z , r та φ відповідно осьова, радіальна і кутова координати, M крутне навантаження

Варіаційне рівняння (3.1) для кожної з оболонок запишемо у такій формі

$$\delta I_k = \int_0^{2\pi} \int_{R^-}^{R^+} \int_0^L \left[\tau_{r\varphi} + r \frac{\partial \tau_{\varphi z}}{\partial z} \right] \delta u_\varphi - r \tau_{r\varphi} \frac{\partial \delta u_\varphi}{\partial r} \Big] dz dr d\varphi - \int_S (\vec{\sigma}_n - \vec{P}) \delta \vec{U} dS = 0. \quad (3.15)$$

Після інтегрування по частинах для половини муфти та для половини труби відповідно отримуємо [144]:

$$\int_{V_M} (\tau_{r\varphi} \delta \varepsilon_{r\varphi} + \tau_{z\varphi} \delta \varepsilon_{z\varphi}) dV - \int_{S_M} P \delta u_\varphi dS = 0, \quad (3.16)$$

$$\int_{V_T} (\tau_{r\varphi} \delta \varepsilon_{r\varphi} + \tau_{z\varphi} \delta \varepsilon_{z\varphi}) dV - \int_{S_T} P \delta u_\varphi \cdot dS = 0. \quad (3.17)$$

Переміщення матеріалу муфти і труби в напрямку координати φ апроксимуємо такими функціями (величини з верхнім індексом M відносяться до муфти, а з верхнім індексом T – до труби):

$$u_\varphi^M = u_{ij}^M (R-r)^{(i-1)} z^j \quad i=1,2,\dots,N; j=1,2,\dots,M, \\ u_\varphi^T = u_{ij}^T (R-r)^{(i-1)} z^{j-1} \quad i=1,2,\dots,N; j=1,2,\dots,M. \quad (3.18)$$

Варіаційне рівняння при крученні буде мати вигляд

$$\int_{V_M+V_T} (\tau_{r\varphi} \delta \varepsilon_{r\varphi} + \tau_{z\varphi} \delta \varepsilon_{z\varphi}) dV - \int_{S_b} K(u_{\varphi M} - u_{\varphi T}) (\delta u_{\varphi M} - \delta u_{\varphi T}) \cdot dS + \int_{S_T} P \delta u_\varphi^T \cdot dS = 0, \quad (3.19)$$

де K – вінклерівський коефіцієнт прошарку, що моделює різь, $\delta u_{\phi M}$, $\delta u_{\phi T}$ – крутильне переміщення відповідно муфти та труби. Зв'язки між деформаціями ($\varepsilon_{r\phi}$, $\varepsilon_{z\phi}$) і переміщеннями у циліндричних координатах будуть:

$$\varepsilon_{r\phi} = \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \phi} + r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} u_\phi \right), \quad \varepsilon_{z\phi} = \frac{\partial u_\phi}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \phi},$$

у випадку осесиметричного кручення вони запишуться таким чином:

$$\varepsilon_{r\phi} = r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} u_\phi \right), \quad \varepsilon_{z\phi} = \frac{\partial u_\phi}{\partial z}, \quad (3.20)$$

оскільки функції $u_r = u_z = 0$. Закон Гука буде

$$\tau_{r\phi} = G_{r\phi} \varepsilon_{r\phi}, \quad \tau_{z\phi} = G_{z\phi} \varepsilon_{z\phi}, \quad (3.21)$$

де ($G_{r\phi}$, $G_{z\phi}$ – коефіцієнти зсуву).

Підставляючи послідовно (3.18) у (3.20), (3.21) і, далі, (3.20), (3.21) у (3.19) та інтегруючи, отримуємо систему лінійних алгебраїчних рівнянь

$$\begin{vmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} u_\phi^M \\ u_\phi^T \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 \\ F_z \end{vmatrix}, \quad (3.22)$$

записану у матричній формі. Порядок кожної підматриці A_{ij} – $N \times M$. Порядок системи буде $2 \times N \times M$. Коефіцієнти системи обчислюються інтегруванням степеневих функцій. Наприклад, матриця A_{11} визначається так.

Перший доданок у об'ємному інтегралі дає наступні складові

$$\begin{aligned} \int_{V_M} \tau_{r\phi} \delta \varepsilon_{r\phi} dV &= \int_0^{L_M} \left[\int_{R_{\phi}^-(z)}^{R_{\phi}^+(z)} G_{r\phi} \left(\frac{\partial u_\phi}{\partial r} - \frac{u_\phi}{r} \right) \left(\frac{\partial \delta u_\phi}{\partial r} - \frac{\delta u_\phi}{r} \right) r dr \right] dz = \\ &= \int_0^{L_M} \left[\int_{R_{\phi}^-(z)}^{R_{\phi}^+(z)} G_{r\phi} (i-2)(k-2) r^{i+k-4} r dr \right] (z^{j+l}) dz \cdot u_{ij}^M \delta u_{kl}^M. \end{aligned} \quad (3.23)$$

Тут прийнято сумування Айнштайна ($a^i \cdot b_i = \sum_i a^i b_i$). Як бачимо, товщина оболонки може бути змінною (R^+ , R^- – змінні, відповідно, зовнішній і внутрішній радіус оболонки). Другий доданок у об'ємному інтегралі буде мати аналогічний вигляд:

$$\int_{I_z} \tau_{r\varphi} \delta \varepsilon_{r\varphi} dV = \int_0^{I_z} \left[\int_{R_1^-(z)}^{R_1^+(z)} G_{r\varphi} \left(\frac{\partial u_\varphi}{\partial r} - \frac{u_\varphi}{r} \right) \left(\frac{\partial \delta u_\varphi}{\partial r} - \frac{\delta u_\varphi}{r} \right) r dr \right] dz =$$

$$= \int_0^{I_z} \left[\int_{R_1^-(z)}^{R_1^+(z)} G_{r\varphi} (i-2)(k-2) r^{i+k-4} r dr \right] (z^{i+1}) dz \cdot u_{ij}^T \delta u_{kl}^T. \quad (3.24)$$

Поверхневий інтеграл із застосуванням сумування Айнштайна дає такі складові:

$$\int_{S_n} K(u_{\varphi M} - u_{\varphi T}) (\delta u_{\varphi M} - \delta u_{\varphi T}) \cdot dS =$$

$$= \int_{I_z} K(z) \left((R-r(z))^{(i-1)} z^i - (R-r(z))^{(k-1)} z^i \right) \left((R-r(z))^{(i-1)} z^i - (R-r(z))^{(k-1)} z^i \right)$$

$$dr \times (u_{ij}^M - u_{kl}^T) (\delta u_{ij}^M - \delta u_{kl}^T). \quad (3.25)$$

Збираючи члени при незалежних варіаціях невідомих $\delta u_{ij}^M, \delta u_{kl}^T$ у (3.23 – 3.25), отримуємо матрицю A в (3.22). Для отримання вільного члена в (3.22) потрібно задати деякий розподіл дотичних напружень на вільному краї труби. Застосовуючи принцип Сен-Венана, за ці напруження можна прийняти напруження однорідного кручення. В результаті отримуємо

$$\int_{S_n} P \delta u_\varphi^T \cdot dS = \int_{R^-}^{R^+} r \left((R-r)^{(i-1)} L^{i-1} \right) dr \delta u_{ij}^T. \quad (3.26)$$

Складові при варіаціях δu_{ij}^T будуть вектором невідомих у (3.22). Для проведення розрахунків розроблено комплекс програм на алгоритмічній мові FORTRAN.

На рис. 3.19 і 3.20 наведені (в безрозмірній формі) розподіли напружень $\tau_{r\varphi}, \tau_{rz}$ у з'єднанні при різній жорсткості проміжного шару Вінклера K , що моделює різьове з'єднання за різного ступеня загвинчування. Труба і муфта були вибрані з наступними параметрами [137]: діаметр труби – $D = 114$ мм; число витків – 8; конусність різі – 1:16. Решта розмірів вибиралися згідно з [137] (див. рис. 3.10 та рис. 3.11).

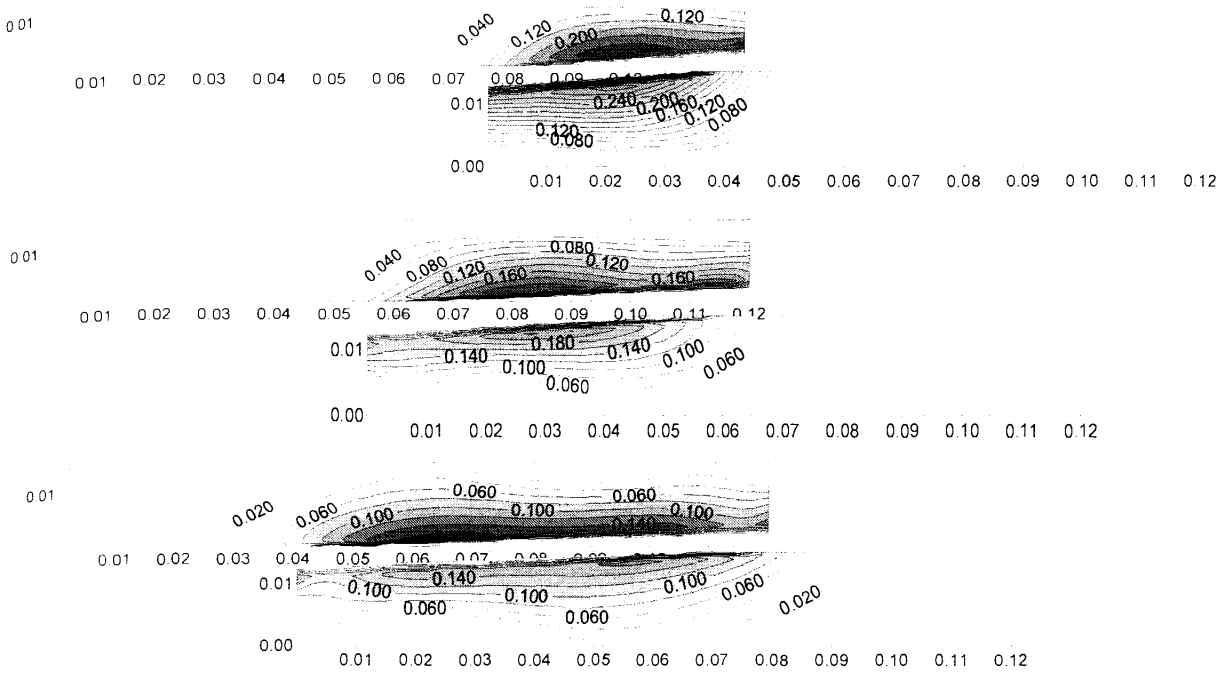


Рис. 3.19. Розподіл дотичних напружень $\tau_{r\phi}$ при різній довжині робочої ділянки різі

Розподіл дотичних напружень $\tau_{r\phi}$ в зоні контакту муфти з ніпелем труби при різних жорсткостях проміжного шару K наведений на рис. 3.20.

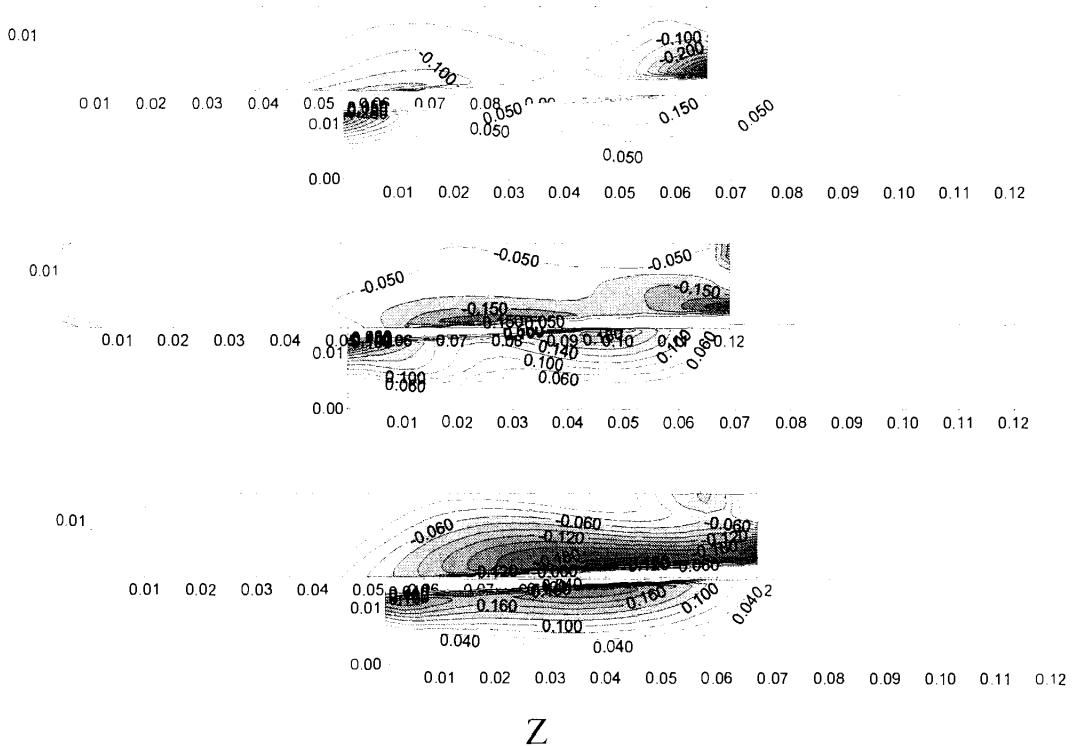


Рис. 3.20. Розподіл дотичних напружень $\tau_{r\phi}$ у муфті при різній жорсткості проміжного шару $K= 2 ; 0.2; 0.02$ робочої ділянки різі на кручення

На рис. 3.21 наведено розподіли напружень $\tau_{z\varphi}$ при різній жорсткості з'єднання. На рис. 3.22 подано розподіл дотичних напружень $\tau_{z\varphi}$ у муфтовому з'єднанні при різній жорсткості проміжного шару.

При збільшенні жорсткості проміжного шару K напруження локалізуються на краях і зростають, що проілюстровано на рис. 3.21.

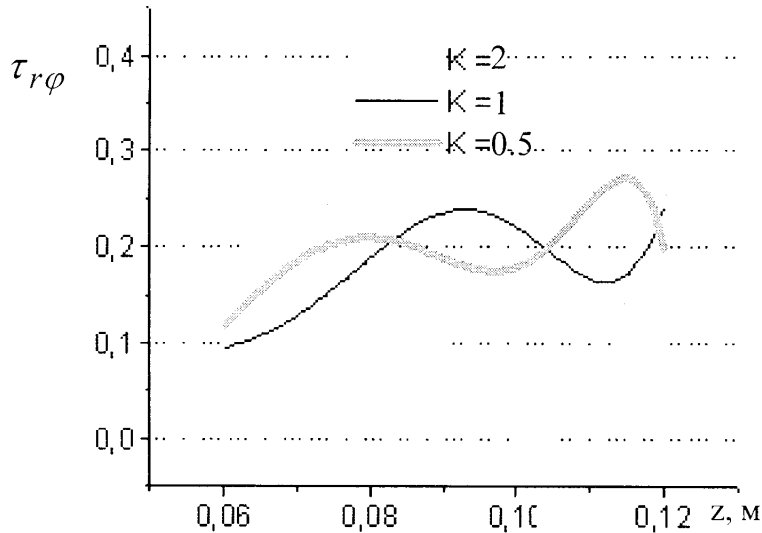


Рис. 3.21. Розподіли дотичних напружень $\tau_{r\varphi}$ в зоні контакту муфти з ніпелем

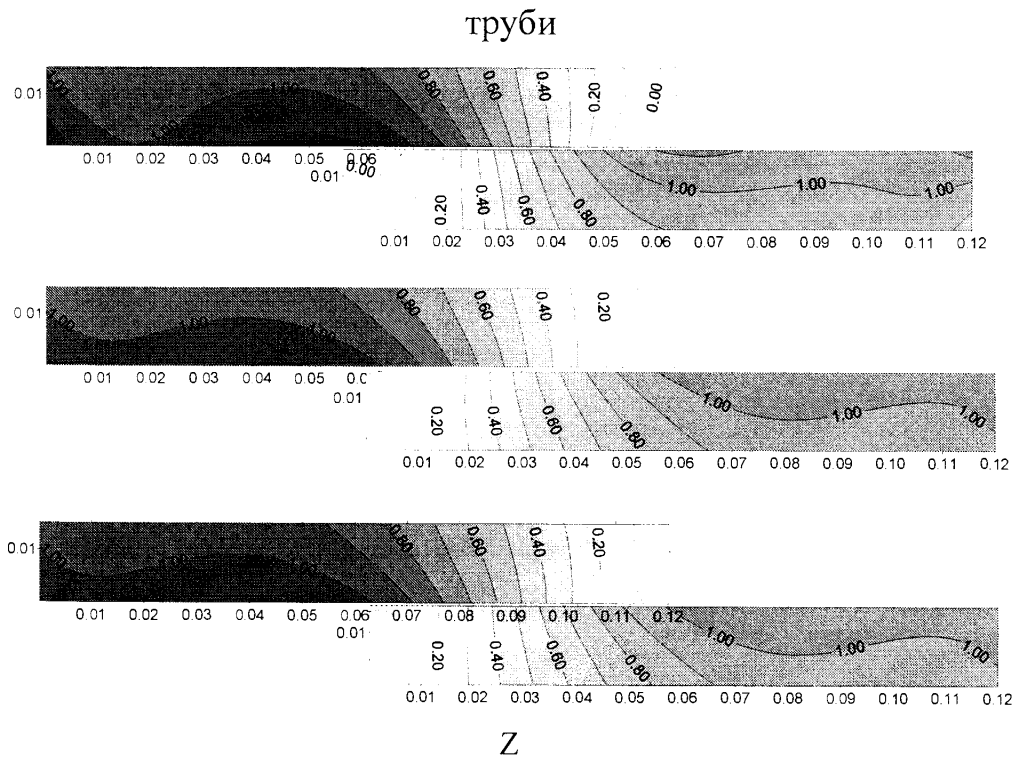


Рис. 3.22. Розподіл дотичних напружень $\tau_{z\varphi}$ у з'єднанні при жорсткості $K=2$;
0.2; 0.02.

Аналізуючи рис. 3.19 – 3.22, можна зробити наступні висновки. При незначному моменті закручування дотичні напруження $\tau_{\text{до}}$ на циліндричних поверхнях розподілені рівномірно. Із зростанням момента ці напруження концентруються в крайніх зонах різі і значно зростають. Дотичні напруження $\tau_{\text{до}}$ (рис. 3.21) у площині січення труби при зростанні жорсткості з'єднання змінюються незначно. Як видно з рис. 3.20 та рис. 3.21 із збільшенням затяжки труб внаслідок концентрації напружень дотичні напруження можуть перевищувати номінальні значення приблизно вдвічі. Наведені результати одержано без урахування додаткової концентрації напружень в крайніх витках різі внаслідок неідеального контакту (перекосів, поздовжніх зсувів та інших чинників, які будуть враховані у наступних дослідженнях). Розрахунки проводилися на основі евристичного припущення: $K = f(\Delta)$, тобто, коловий коефіцієнт постелі вважався деякою функцією натягу різьового з'єднання. Причому, функціональна залежність вибиралася лінійною. Проте, як відомо, у контактних задачах ця залежність може бути нелінійною. Тому важливим завданням є також дослідження локального розподілу напружень і деформацій у зоні контакту витків різі труби та муфти.

Одержані результати дають можливість обґрунтовувати раціональні моменти згвинчування різьових з'єднань і виявляти несприятливі ситуації, у яких з'являється можливість розслаблення з'єднань ліфтової колони з насосно-компресорних труб.

3.5. Аналіз напружено-деформівного стану і монолітності з'єднання з урахуванням реальних умов експлуатації та геометричних похибок поверхонь різі

3.5.1. Визначення допустимого моменту згвинчування з'єднання.

Важливим параметром різьового з'єднання є момент загвинчування та пов'язані

з ним кінематичні та силові фактори. Визначимо ці зв'язки з того, що момент згвинчування пов'язаний з зусиллям в контактній зоні

$$M = \iint_S f \sigma_r r dS, \quad (3.27)$$

де f – коефіцієнт тертя.

На рис. 3.23 та на рис. 3.24 наведено розподіли нормальних напружень в зоні контакту муфтового з'єднання при різних натягах конічної різі.

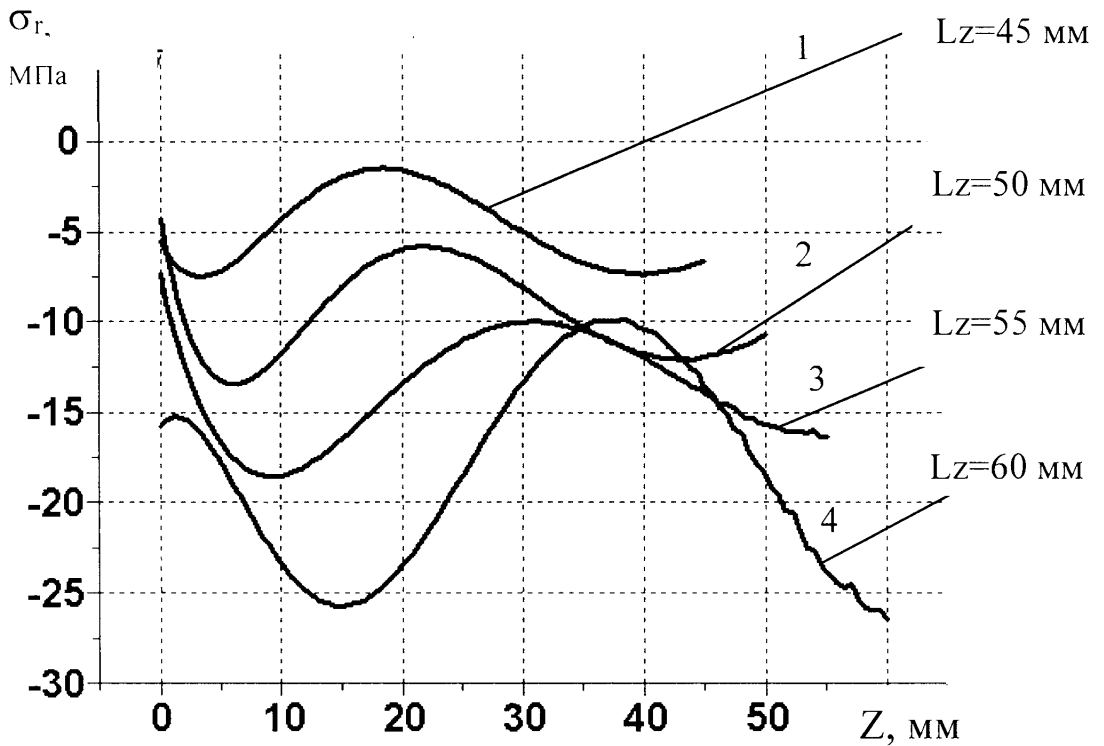


Рис. 3.23. Розподіли нормальних напружень в зоні контакту конічної різі при різних її натягах (на глибині 1 мм від еквівалентної поверхні контакту)

На основі (3.27) знаходимо відношення моменту згвинчування M до коефіцієнта тертя f

$$\frac{M}{f} = \iint_S \sigma_r(z) r(z) dS = 2\pi \int_0^{L_z} \sigma_r(z) r^2(z) dz. \quad (3.28)$$

Це відношення є функцією величини L_z (L_z – довжина закрученої у муфту, різі труби).

згідно виразу (3.28) визначені моменти згвинчування муфтового з'єднання для різних коефіцієнтів тертя в різьбовій парі.

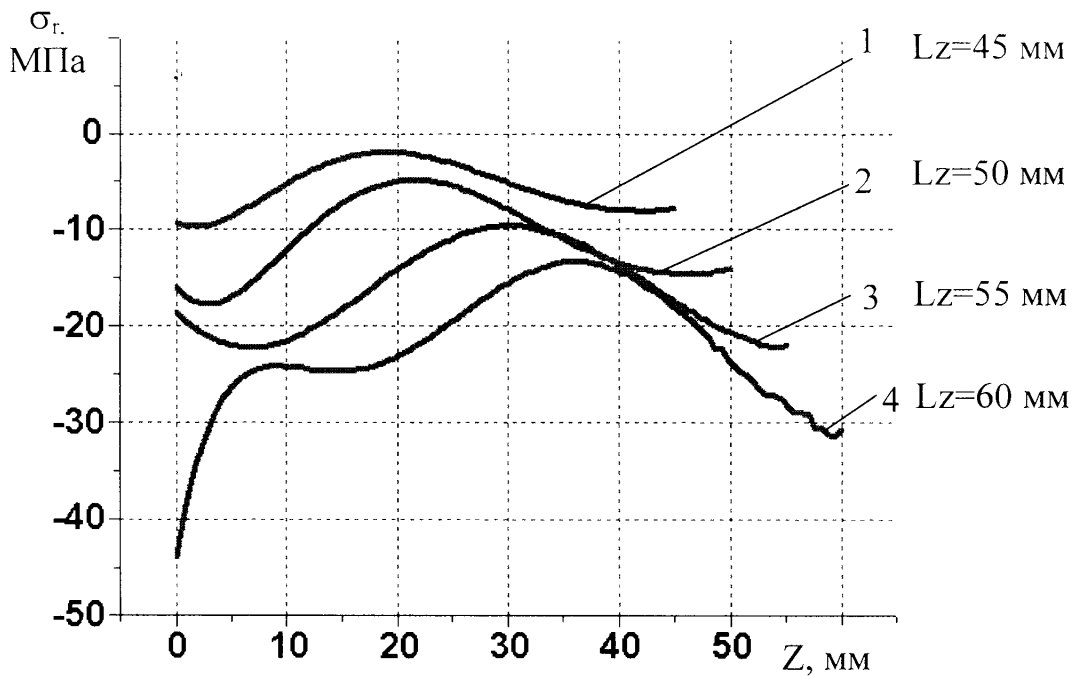


Рис. 3.24 Розподіли нормальних напружень в зоні контакту конічної різі при різних її натягах (на еквівалентній поверхні контакту)

Далі, для обчислення моменту згвинчування необхідно мати коефіцієнт тертя у різі. Цей коефіцієнт визначався багатьма авторами [19, 103], але у зв'язку зі складністю явищ, які відбуваються у різьбових з'єднаннях, теоретичне значення коефіцієнта тертя погано збігалось з експериментальними даними. Коефіцієнт тертя залежить від багатьох чинників, зокрема, від геометрії різі, стану поверхонь контакту, точності виготовлення деталей, змащення, температури, наявності хімічних реагентів тощо. У [168] для різі з кутом профілю 60° запропоновано просте співвідношення $f = 2 f_0$, тобто, зведений коефіцієнт тертя в різі є вдвічі більшим від коефіцієнта тертя між плоскими поверхнями.

Моменти згвинчування різьбового муфтового з'єднання труб ліфтової колони для різних коефіцієнтів тертя в різі наведено в табл. 3.1.

Таблиця 3.1.

Моменти згвинчування різьового муфтового з'єднання для різних коефіцієнтів тертя в різі

L_z , мм	45	50	55	60
M_3/f , Н·м	7000	1500	20000	26000
M_3 для $f=0,2$ (без покриття), Н·м	1400	3000	4000	5200
M_3 для $f=0,58$ (без покриття після 10-и кратного згвинчування), Н·м	4060	8700	11600	15080
M_3 для $f=0,16-0,08$ (зі змащуванням), Н·м	1120/560	2400/1200	3200/1600	4160/2080
M_3 для $f=0,28$ (мідне покриття), Н·м	1960	4200	5600	7280

За результатами обчислень (див. табл. 3.1) можна вибрати раціональні умови роботи різьового муфтового з'єднання і рекомендувати необхідні моменти згвинчування труб ліфтової колони.

3.5.2. Міцність з'єднання. Для досягнення максимальної герметичності з'єднання потрібно застосувати суттєві значення натягу. Це викликає значні напруження у з'єднанні. Дослідимо ці величини. Будемо розрізняти глобальний напружений стан, отриманий на основі комбінованої розрахункової схеми (рис. 3.1), та локальний – отриманий на основі МСЕ. Відомо, що якщо для розрахунку глобального напруженого стану потрібно застосувати один з інтегральних критеріїв міцності, то для локальних контактних задач в зоні різі потрібно застосовувати спеціальні критерії міцності для контактних задач, для яких є допустимим виникнення пластичних деформацій в зоні контакту. Граничні допустимі значення цих локальних напружень можуть у декілька разів перевищувати допустимі напруження у тілі трубчастих елементів з'єднання.

Насамперед розглянемо глобальні критерії міцності. Найбільше застосування для трубчатих елементів трубопроводів на даний час знайшов критерій А.А. Лебедева, описаний в роботах [100, 126, 156].

За теорією Писаренка-Лебєдєва еквівалентні напруження σ_i рівні

$$\sigma_e = \beta \sigma_i + (1 - \beta) \sigma_i, \quad (3.29)$$

де $\beta = \sigma_{zp+} / \sigma_{zp-}$; σ_{zp+} і σ_{zp-} - відповідно граничні максимальні і мінімальні напруження, σ_i - інтенсивність напружень,

$$\sigma_i = \sqrt{0.5 \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 \right]}. \quad (3.30)$$

Значення критеріїв міцності з'єднання для довжини контакту 55 мм (труба 114 мм) при різних величинах коефіцієнта β подано на рис. 3.25 - 3.28.

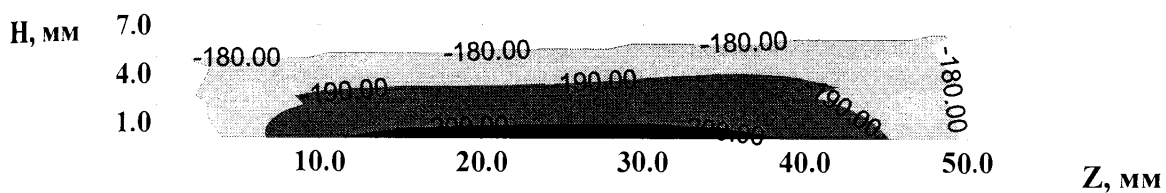


Рис. 3.25. Розподіл напружень в тілі різьбової ділянки труби (в МПа) за критерієм міцності при $\beta = 1$

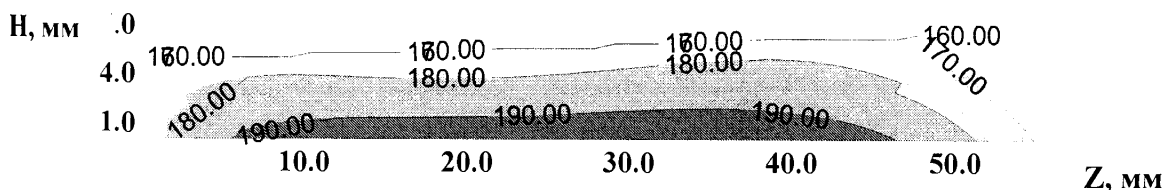


Рис. 3.26. Розподіл напружень в тілі різьбової ділянки труби (в МПа) за критерієм міцності при $\beta = 0,7$

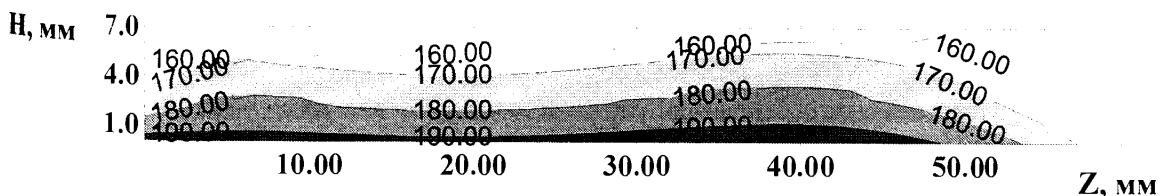


Рис. 3.27. Розподіл напружень в тілі різьбової ділянки труби (в МПа) за критерієм міцності при $\beta = 0,4$

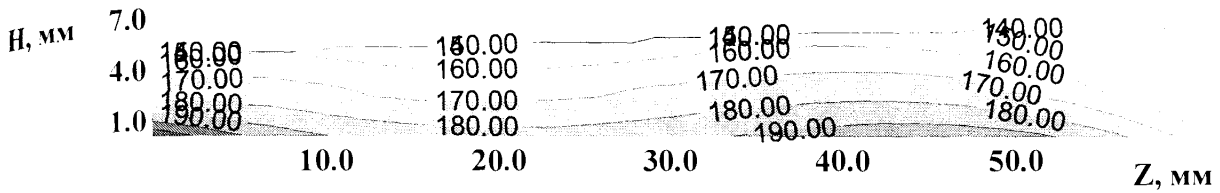


Рис. 3.28. Розподіл напружень в тілі різьової ділянки труби (в МПа) за критерієм міцності при $\beta = 0$

Рис. 3.25 відповідає критерію міцності за максимальним напруженням, а рис. 3.28 – деформаційному критерію Губера. Можна помітити, що при переході від першого до останнього випадку зростає концентрація в крайніх ділянках різі. На рис. 3.28 наведені розподіли напружень в тілі труби при незначному натязі в різьовому з'єднанні ($\Delta = 5$ мм).

Отримані розрахункові значення колових, радіальних і поздовжніх напружень в кінчному різьовому з'єднанні труб ліфтової колони приведені на рис. 3.29 - 3.31.

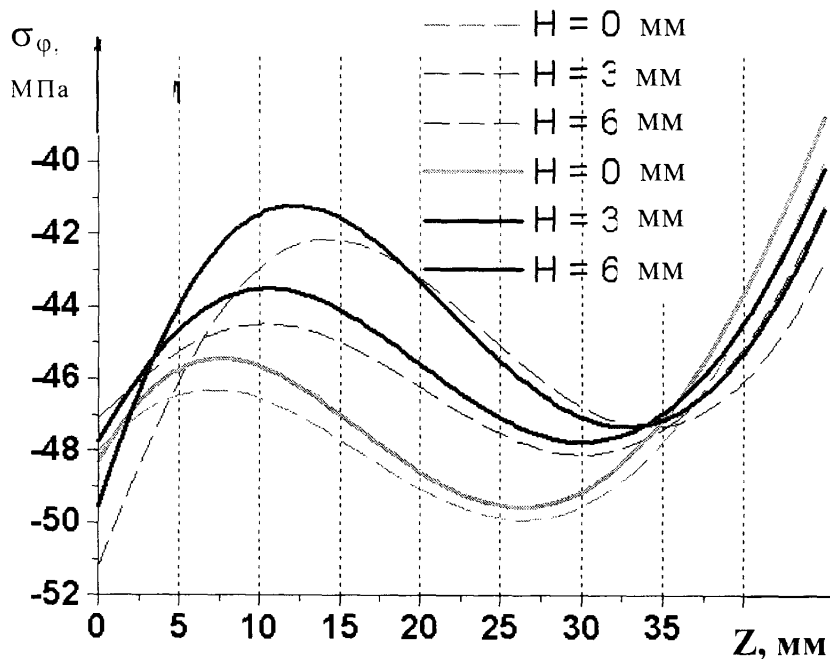


Рис. 3.29 Колові напруження в кінчній різі

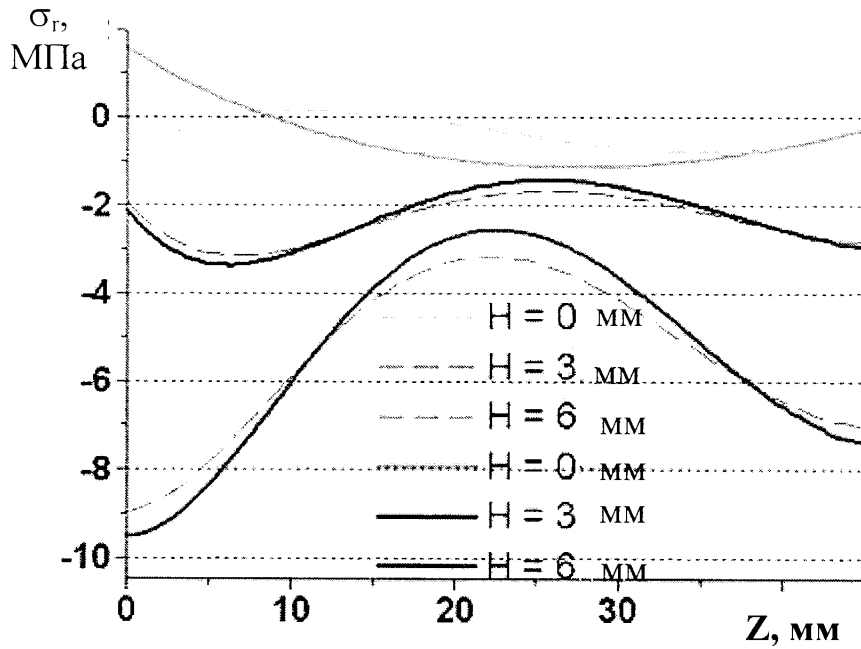


Рис. 3.30 Радіальні напруження в конічній різі

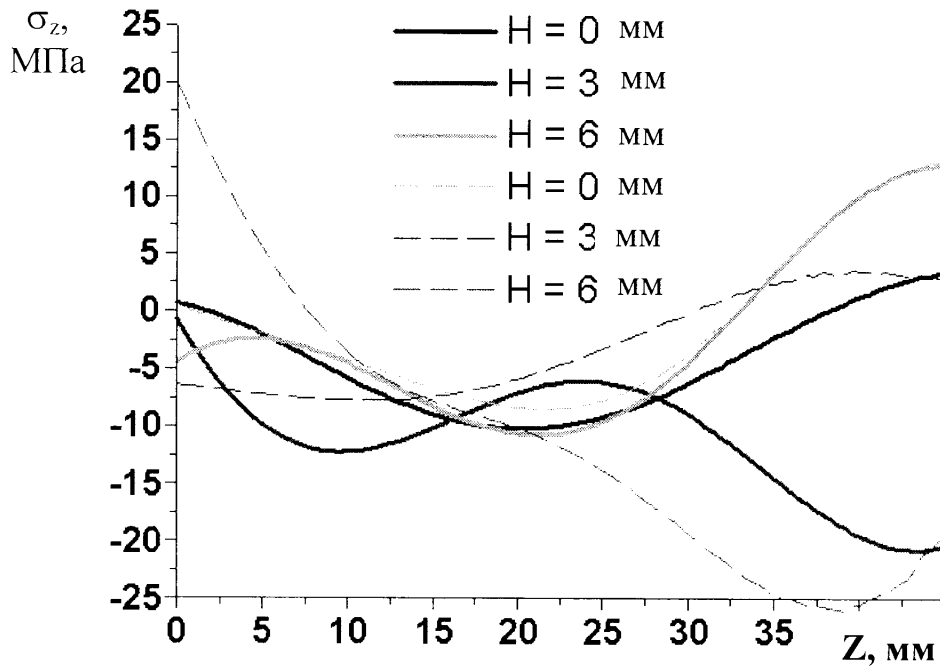


Рис. 3.31 Поздовжні напруження в конічній різі

Пунктиром наведено значення напружень при зменшенні на 50% жорсткості проміжкового шару. Можна зауважити, що ця зміна в основному впливає на поздовжні напруження, в конічній різі.

При закручуванні різі виникають дотичні напруження $\tau_{r\varphi}$, $\tau_{z\varphi}$ в тілі муфти і труби. Вони мають складний просторовий характер (рис. 3.20, 3.21). Для врахування цих напружень при даному натязі визначимо момент закручування, а через момент визначимо розподіл $\tau_{z\varphi}$. Для цього скористаємось рівняннями рівноваги для труби

$$2\pi \int_{R^-}^{R^+} r \tau_{z\varphi}(L) dr = M = 2\pi f R^+ \int_0^{\Delta+L_z} r(z) \sigma_r(z) dz.$$

При заданому натязі Δ знаходимо згідно п.3.3 розподіл напружень σ_r . Для врахування величин дотичних напружень при цьому значенні σ_r скористаємось подібністю розподілів дотичних напружень $\tau_{r\varphi}$, $\tau_{z\varphi}$ в зоні контакту. Дійсно, з рис. 3.21 - можна побачити, що дотичні напруження $\tau_{r\varphi}$ майже рівномірно розподілені на відстані від контактної зони монотонно зменшуються при наближенні до вільного кінця труби (муфти). Дотичні напруження $\tau_{r\varphi}$ присутні лише в зоні контакту і монотонно зменшуються до вільної поверхні труби (муфти). Їх розподіл носить автотодельний характер і може бути описаний на основі попередніх досліджень таким чином

$$\tau_{r\varphi} = \chi_r(r) \tau_{r\varphi}(R^+) = f \chi_r(r) \sigma_r(R^+), \quad \tau_{z\varphi} = \chi_z(z) \tau_{z\varphi}(L).$$

Поздовжня зміна дотичних напружень $\tau_{r\varphi}$, $\tau_{z\varphi}$ наведена на рис. 3.32 і рис. 3.33

Критерій міцності Губера в цьому випадку буде мати вигляд

$$\sigma_i = \sqrt{0.5 \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + 6(\tau_{12}^2 + \tau_{13}^2 + \tau_{23}^2) \right]}. \quad (3.31)$$

Для апроксимації може бути вибрана лінійна залежність – монотонне зменшення напружень $\tau_{z\varphi}$ до краю труби (муфти) та $\tau_{r\varphi}$ до вільної поверхні

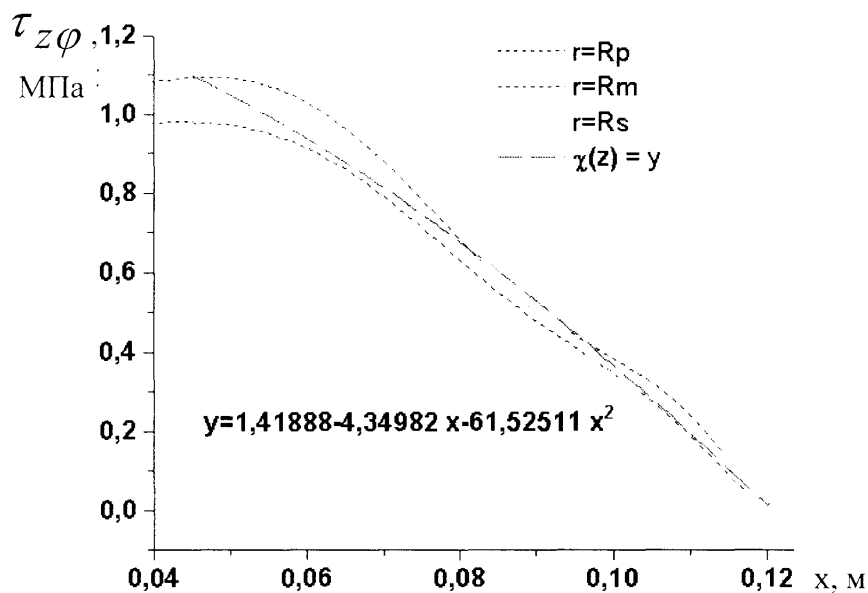


Рис. 3.32. Поздовжня зміна дотичного напруження $\tau_{z\varphi}$

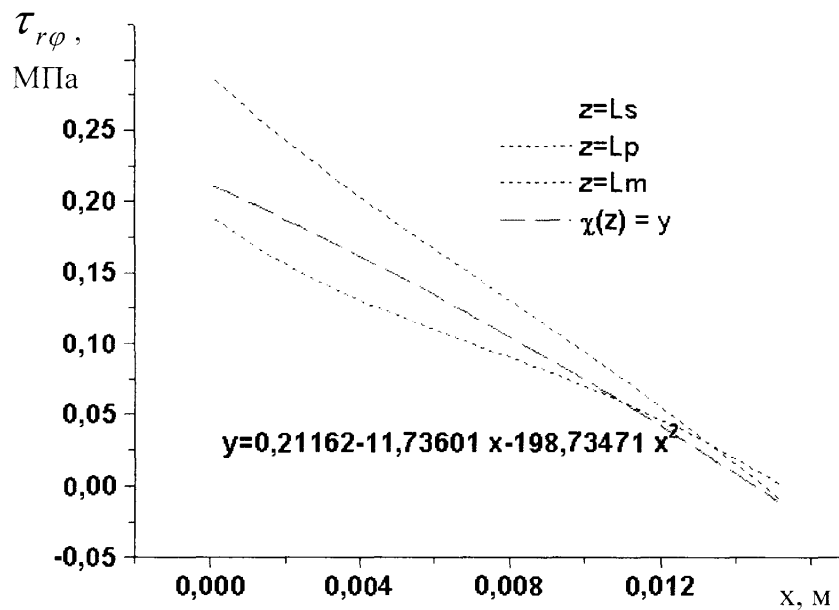


Рис. 3.33. Поздовжня зміна дотичного напруження $\tau_{r\varphi}$

труби (муфти). На рис 3.34 наведено критерій Губера без врахування дотичних напружень, а на рис. 3.35 з їх врахуванням. Як бачимо, різниця незначна.

Спостерігається деяке збільшення значень до внутрішньої ділянки труби (муфти) у випадку врахування дотичних напружень за рахунок $\tau_{z\varphi}$.

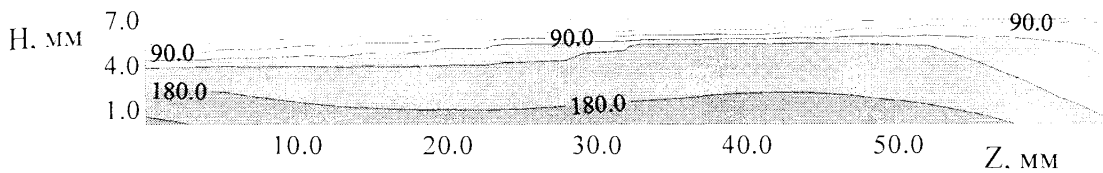


Рис. 3.34. Розподіл напружень в МПа за критерієм міцності Губера без врахуванням дотичних напружень

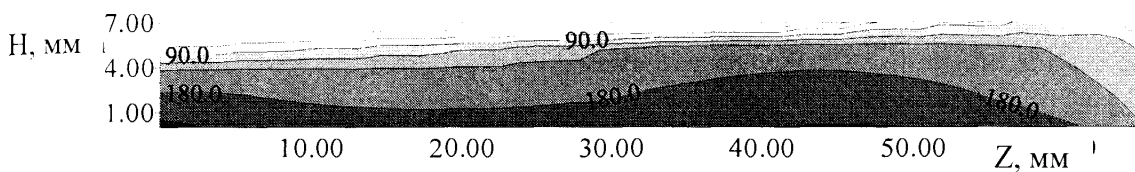


Рис. 3.35. Розподіл напружень в МПа за критерієм міцності Губера з врахуванням дотичних напружень

На більш загальний критерій А.А. Лебєдєва ці величини будуть впливати ще менше. Таким чином можна зробити висновок, що міцність муфтового різьового з'єднання в глобальному розумінні залежить в основному від розпираючих зусиль.

3.5.3. Локальна міцність з'єднання. Для визначення локальної міцності різьового з'єднання необхідно визначити розподіли напружень в зоні витків різі. Раніше ми вже розраховували ці напруження при визначенні жорсткості еквівалентного різі пружного прошарку. Там розглядався однорідний напружений стан на деякому віддаленні від різі (5 мм). Тепер нам потрібно аналогічно визначити ці ж локальні розподіли напружень, але вже при неоднорідному розподілі напружень в тілі труби. Власне нам потрібно визначити розподіл радіальної деформації. На рис. 3.36. наведено характер розподілу цієї деформації у випадку найбільшого натягу. Тут наведено відповідне цій деформації стискаюче напруження.

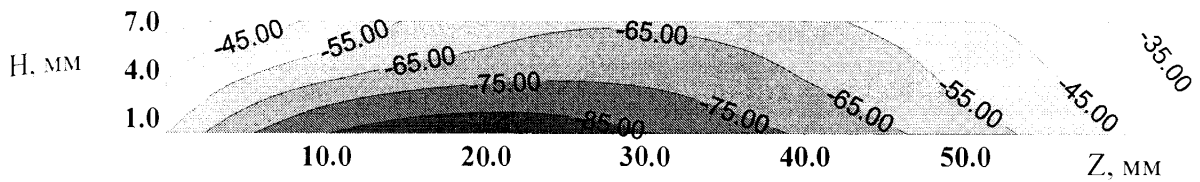


Рис. 3.36. Характер розподілу радіальної деформації в трубі (в мкм)

На рис. 3.37 наведені значення цього параметру вздовж лінії контакту при різних натягах. Тепер для визначення значень концентрованих напружень в зоні витків достатньо вибрати з рис. 3.37. відповідний натяг і відповідне значення координати Z та скориставшись нижче наведеними графічними залежностями напружень, вибравши відповідне стиснення, визначити локальне напруження.

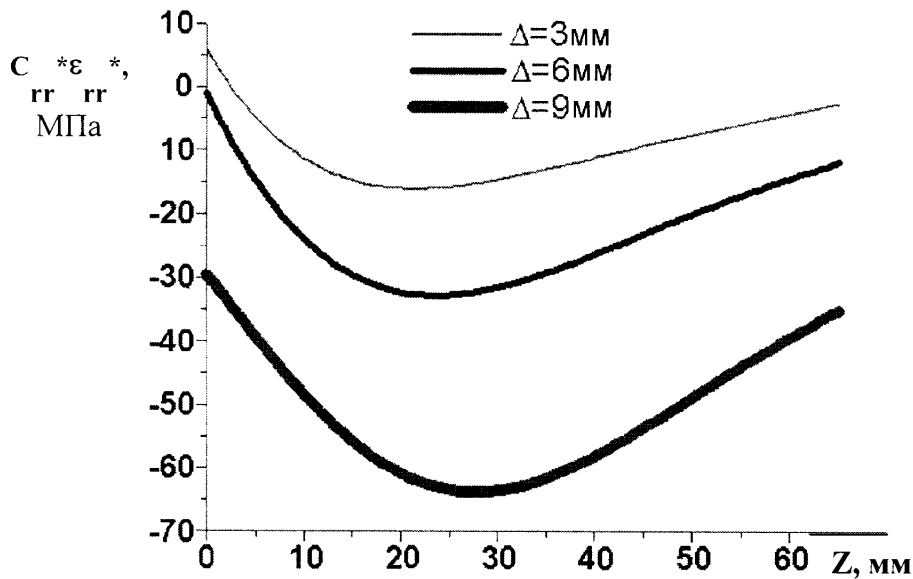


Рис. 3.37. Значення складової напруження в радіальному напрямку вздовж зони контакту

На рис. 3.38 наведено характеристики напружено-деформівного стану різьбового з'єднання труб для різних кроків навантаження (різна величина притискання муфти до труби від 0,001 мм для 1-го кроку (рис. 3.38 а) до 0,05 мм для 5-го кроку (рис. 3.38 б) до 0,1 мм на 10-му кроці (рис. 3.38 в); на початку контакт встановлено у точках дотику у верхній частині витків труби поблизу скруглення).

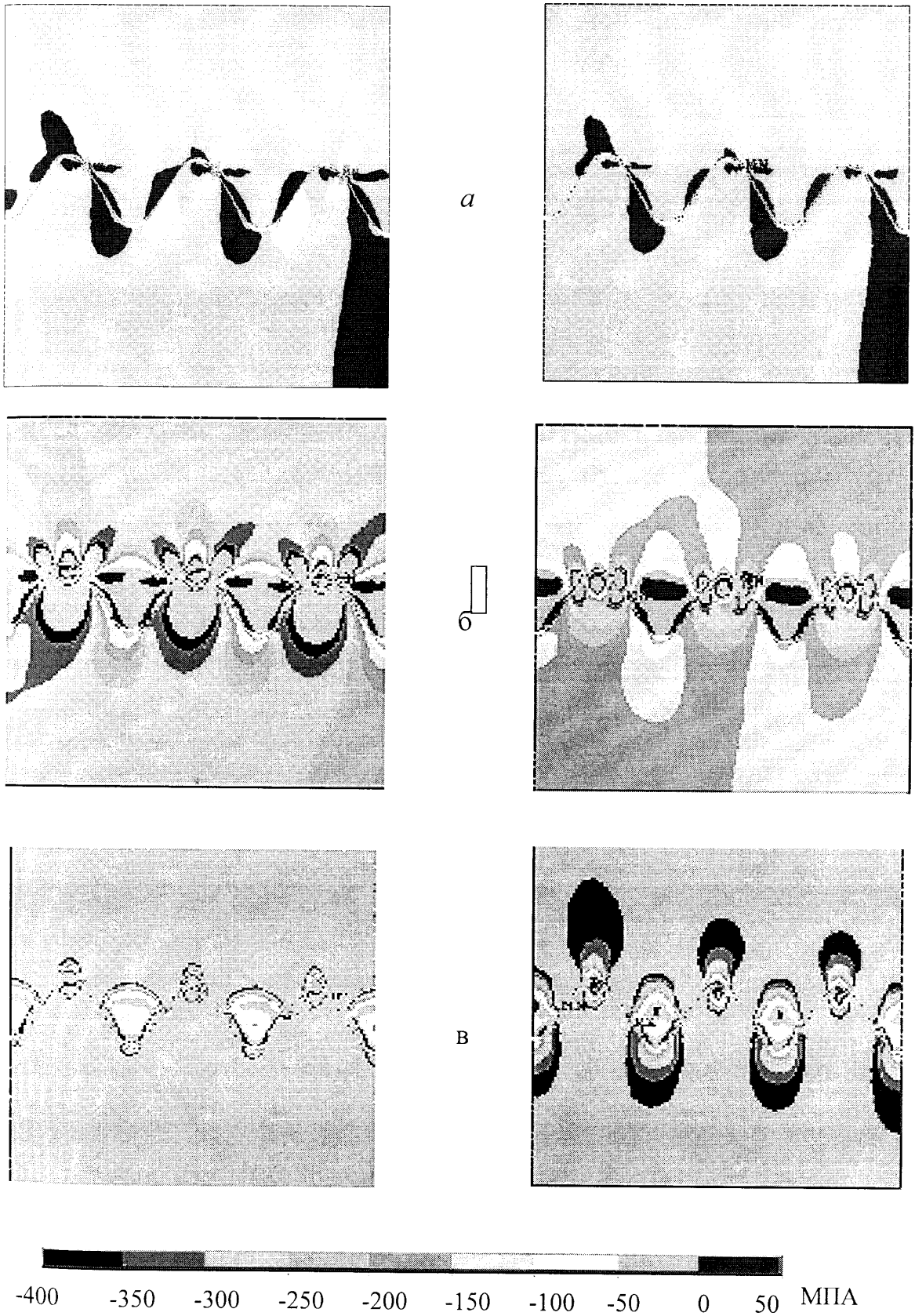


Рис. 3.38. Розподіл напружень σ_{yy} у зоні контакту витків з'єднання з кутовою незгідністю 1 градус (неідеальністю обробки). Ліворуч – пружна, праворуч – пружно-пластична постановка задачі

Візьмемо, наприклад, найбільший натяг та найбільше значення радіальної деформації ($\Delta = 9 \text{ мм}$, $Z = 27 \text{ мм}$, $C_{rr} * \varepsilon_{rr} = - 65 \text{ МПа}$, рис. 3.37). Такому значенню відповідають (в граничних точках) кроки 3 - 5 навантаження (рис. 3.38 б). Бачимо, що при таких значеннях виникають значні пластичні зони у витках різі. Це, звичайно, ще не є свідченням руйнування різьового з'єднання. Але коли ці зони захоплять всю ширину витка, то, очевидно, що при подальшому загвинчуванні буде відбуватися зрізання різі. Тому, для даних матеріалів і для даної конструкції з'єднання труб натяг 9 мм – максимально допустимий. Навіть при такому натязі, як можна побачити, відбувається часткове пошкодження різі за рахунок незворотних пластичних деформацій.

3.6. Висновки до розділу 3

На основі вище викладеного, можна зробити наступні висновки. При незначному моменті загвинчування дотичні напруження $\tau_{\text{дт}}$ на циліндричних поверхнях розподілені рівномірно. Із зростанням моменту ці напруження концентруються в крайніх зонах різі і значно зростають. Дотичні напруження $\tau_{\text{дт}}$ у площині січення труби при зростанні жорсткості з'єднання змінюються незначно. Як видно з рис. 3.21, із збільшенням затяжки труб внаслідок концентрації напружень, дотичні напруження можуть перевищувати номінальні значення приблизно вдвічі. Наведені результати одержано без урахування додаткової концентрації напружень в крайніх витках різі внаслідок неідеального контакту (перекосів; поздовжніх зсувів та інших чинників, які будуть враховані у наступних дослідженнях). Розрахунки проводилися на основі евристичного припущення: $K = f(\Delta)$, тобто, коловий коефіцієнт постелі вважався деякою функцією натягу різьового з'єднання. Причому, функціональна залежність вибиралася лінійною. Проте, як відомо, у контактних задачах ця залежність може бути нелінійною. Тому важливим завданням є також дослідження локального розподілу напружень і деформацій у зоні контакту витків різі труби та муфти.

Одержані результати дають можливість обґрунтувати раціональні моменти загвинчування різьових з'єднань і виявляти несприятливі ситуації, у яких з'являється можливість розслаблення з'єднань колони насосно-компресорних труб.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ЛІФТОВИХ КОЛОН ПІДЗЕМНОГО СХОВИЩА ГАЗУ

Огляд численних джерел інформації, наведений у першому розділі, а також теоретичний аналіз роботи різьбових з'єднань показують, що саме під час вібрацій створюються сприятливі умови для самовільного відгвинчування насосно-компресорних труб ліфтових колон.

Як випливає з досліджень, наведених у другому розділі нашої роботи, ефективним способом зниження впливу вібрацій на працездатність ліфтових колон є застосування спеціальних віброізоляторів. Однак, раціональну жорсткість віброізолятора можна визначити лише за відомих параметрів збурення. Амплітуди і частоти вібрацій реальної ліфтової колони з достатнім ступенем достовірності можна знайти лише експериментальним шляхом. Саме тому мета досліджень даного розділу полягає в експериментальному визначенні параметрів вібрації ліфтових колон підземного сховища газу під час відбору газу та під час його нагнітання. Дослідження проводилися на діючих газових свердловинах Більче-Волицького-Угерського підземного сховища газу №34 та №241.

4.1. Апаратура і технічне забезпечення для проведення експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження динаміки ліфтової колони проводилися в реальних умовах експлуатації газового сховища під час відбору газу на свердловині №241 та під час нагнітання газу на свердловинах №34 і №241. Технічні параметри зазначених свердловин наведені в табл. 4.1. Відносне розміщення інтервалу перфорації і вільного кінця ліфтової колони подані на рис. 4.1.

Як видно з рис. 4.1, інтервали перфорації обсадних колон свердловини №34 і №241 є майже однаковими. Так, на свердловині №34 цей інтервал

становить 66 м, а на свердловині №241 – 67 м. Ліфтова колона на свердловині № 34 (рис. 4.1, а) встановлена таким чином, що відстань від її нижнього кінця до нижньої межі перфорації дорівнює 13 м, тобто, довжина ділянки ліфтової колони, яка знаходиться безпосередньо в зоні перфорації, становить 53 м. На свердловині №241 (рис. 4.1, б) відстань від нижнього кінця ліфтової колони до нижньої межі перфорації дорівнює 25 м, а довжина ділянки ліфтової колони, яка знаходиться безпосередньо в зоні перфорації, становить 42 м.

Схема вимірювального тракту для реєстрації віброприскорень наведена на рис. 4.2, де 1 – спеціальний зонд з давачами; 2 – вхідний блок комунікації; 3 – блок попередніх підсилювачів; 4 – цифровий перетворювач “аналог-код”; 5 – адаптер типу АХУ2.200.001; 6 – паралельний порт комп’ютера; 7 – електронний осцилограф С1-55; 8 – блок управління рухомим важелем корпусу зонду; 9 – блок живлення, що складається з двох акумуляторних батарей загальною напругою $U=24$ В; 10 – блок живлення комп’ютера; 11 – частотомір для контролю частоти мережі живлення.

Таблиця 4.1

Технічні параметри газових свердловин № 34 та № 241
Більче-Волицького-Угерського ПСГ

№ свердловини	Інтервал перфорації, м	Тип технологічного процесу	Розмір НКТ, м×мм	Тиск газу у свердловині, МПа		
				статичний	пластовий	робочий
241	997– –1064	відбір газу	1039× ×114			2,10
241	997– –1064	закачування газу	1039× ×114	2,60	2,92	3,05
34	972– –1038	закачування газу	1025× ×114	2,61	2,96	3,14

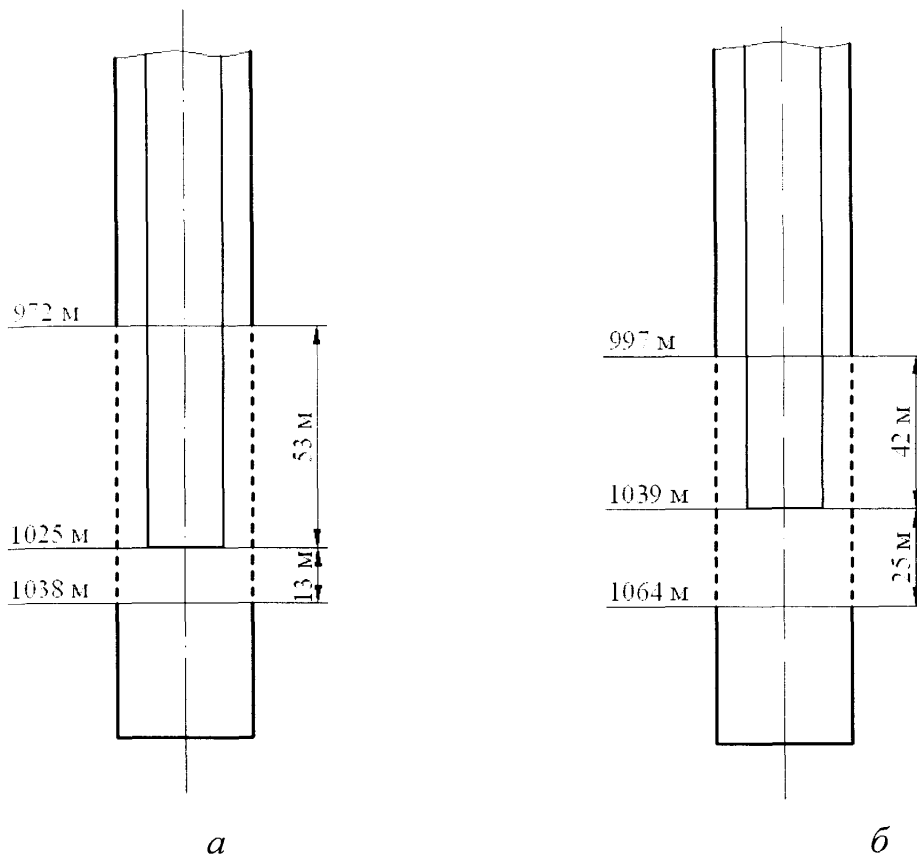


Рис. 4.1. Відносне розміщення інтервалу перфорації і вільного кінця НКТ: *а* – свердловини № 34, *б* – свердловини № 241

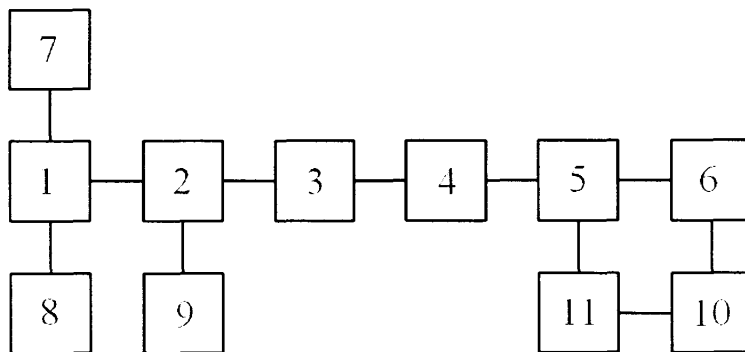


Рис. 4.2. Схема вимірювального тракту

4.2. Методика експериментального визначення вібропараметрів ліфтових колон свердловин підземних сховищ газу

Для порівняння теоретичних результатів визначення вібропараметрів ліфтової колони свердловин підземних сховищ газу опрацьована методика

експериментального дослідження амплітудно-частотних характеристик ділянок ліфтової колони в умовах експлуатації ПСГ під час відбору і нагнітання газу.

Запропонована методика полягає в тому, що в корпусі спеціального зонда (рис. 4.3) встановлені давачі для реєстрації віброприскорень у трьох взаємно перпендикулярних напрямках: вісь одного з них розміщена паралельно до осі зонда (давач реєструє вертикальні коливання), а осі двох інших давачів розміщені перпендикулярно до осі зонда (давачі реєструють горизонтальні коливання).

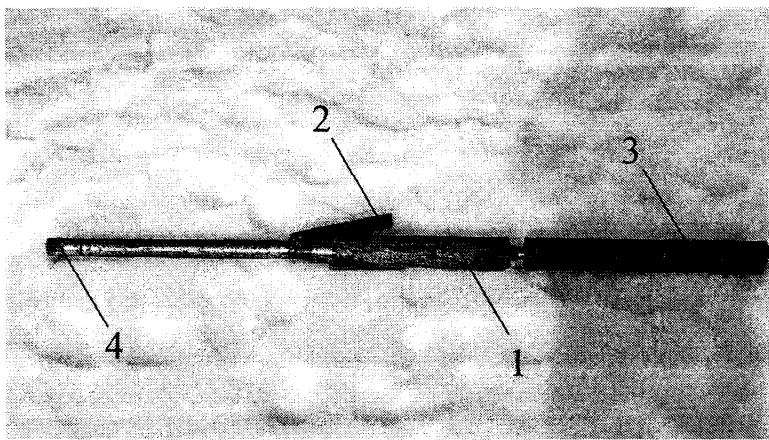


Рис. 4.3. Спеціальний зонд з давачами віброприскорень

Для надійного притискання зонда (рис. 4.3) до внутрішньої поверхні ліфтової колони і його фіксації в робочому положенні на корпусі 1 встановлено рухомий важіль 2 з можливістю плавного кутового переміщення за допомогою електромеханічного приводу. В нижній торцевій частині корпусу 1 передбачена різь, за допомогою якої приєднується додатковий вантаж 3 для того, щоб зрівноважити виштовхувальну силу, зумовлену тиском газу у свердловині, і забезпечити плавне опускання зонда під дією сил земного тяжіння. Вага додаткових вантажів добирається з урахуванням пластового тиску у свердловині і виду технологічного процесу (відбір чи закачування газу). На верхньому торці зонда розташоване комутаційне з'єднання 4, за допомогою якого зонд

сполучається з електричною мережею і одночасно кріпиться до тросового кабеля.

Як перетворювачі динамічних коливань використовують модифіковані сейсмодавачі типу СВ-10Ц, в яких передбачена можливість регулювання власної частоти. Ці давачі виконані герметично і сприймають як вертикальні, так і горизонтальні механічні коливання. Під дією вібраційних коливань об'єкта, на якому встановлені давачі, в них наводиться напруга, що змінюється в залежності від величини віброприскорення. Напруга, отримана на виході кожного з здавачів, подається за допомогою екранованого семижильного тросового кабеля на вхід цифрової сейсмозвдувальної станції "Прогрес". Вхідний опір реєстраційного цифрового пристрою при цьому повинен бути не меншим, ніж 10 кОм. Коефіцієнт перетворення сейсмодавача СВ-10Ц становить $(18 \pm 12 \%)$ Вс/м, а ступінь затухання – $0,6 \pm 15 \%$. Маса давача не перевищує 0,22 кг .

Для забезпечення можливості проведення дослідних робіт у свердловині, в якій газ перебуває під значним тиском, застосовується спеціально виготовлений лубрикатор з регульованим гумовим сальником. Це дозволяє підтримувати достатню герметизацію свердловини як під час опускання, так і під час піднімання зонда. Фонтанна арматура однієї із свердловин з лубрикатором та з підіймальною установкою подана на рис. 4.4. Для установки лубрикатора 1 на фонтанній арматурі 2 і подачі тросового кабеля з зондом використовували самохідну вантажопідіймальну установку 3.

Тросовий кабель 1 (рис. 4.5) приводився в рух за допомогою лебідки 2 з автономним приводом і системи блоків вантажопідіймальної установки. Встановлений на лебідці лічильник глибини дає можливість визначати місцезнаходження зонда у ліфтовій колоні свердловини. Сигнали від давачів передаються по намотаному на барабан лебідки 2 рухомому тросовому кабелю 1, через семиканальний струмознімач 3 та нерухомий кабель 4 до апаратури для настройки і запису сигналів. Спочатку вони потрапляють до 48-канального вхідного блока комунікації 1 (рис. 4.6). А далі – через блок попередніх

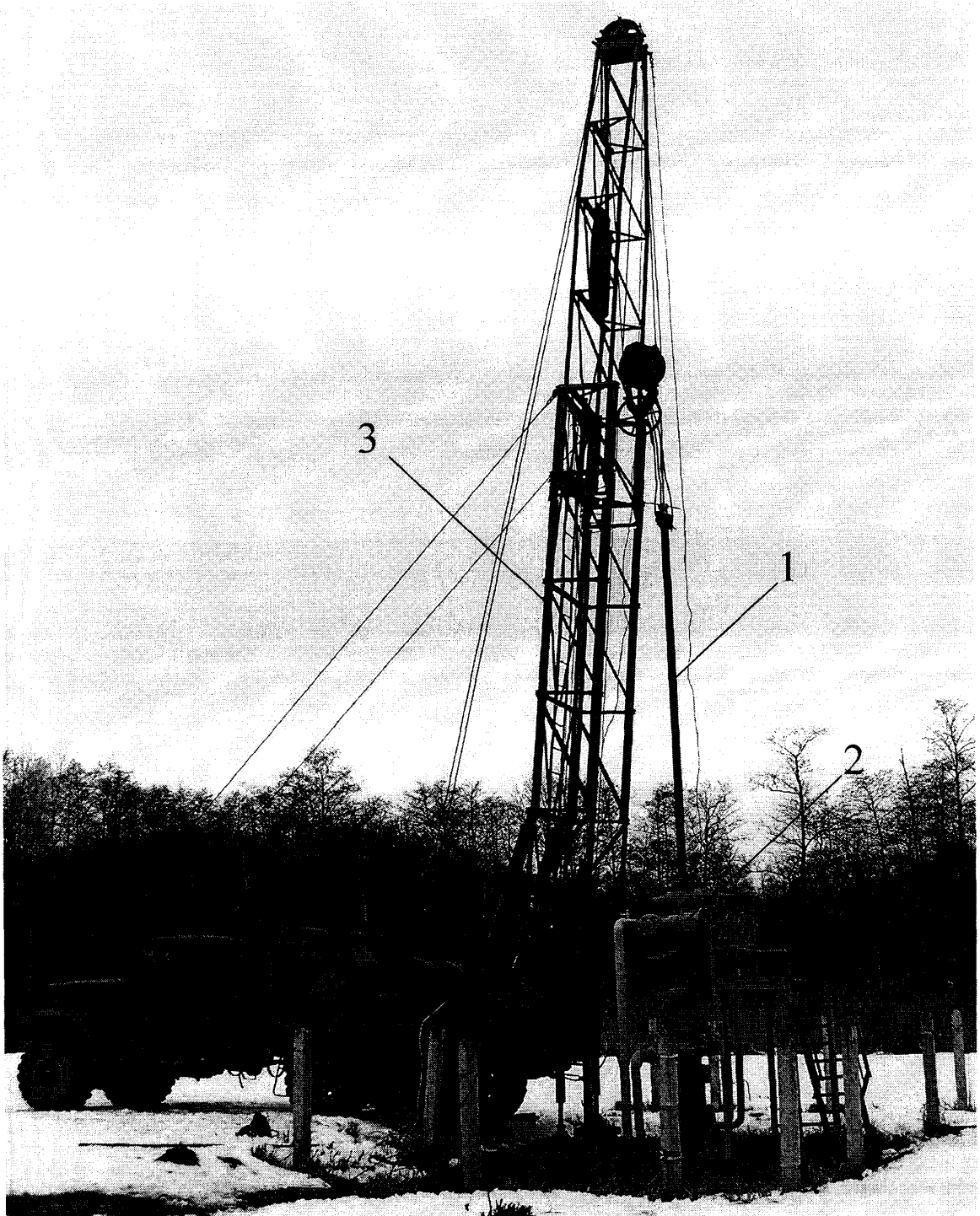


Рис. 4.4. Фонтанна арматура свердловини № 241 з лубрикатором і підймальна установка під час опускання зонда

підсилювачів 2, цифровий перетворювач “Аналог-Код” 3 і адаптер AXU2.200.001 – до паралельного порта комп’ютера 4.

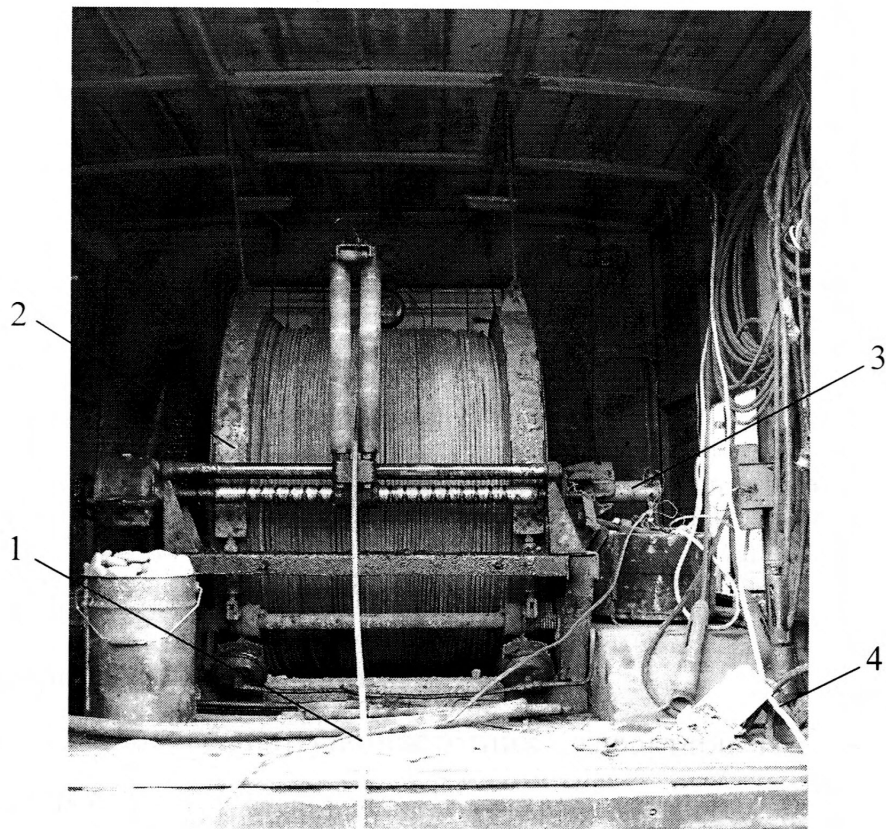


Рис. 4.5. Лебідка з рухомим тросовим кабелем і струмознімачем

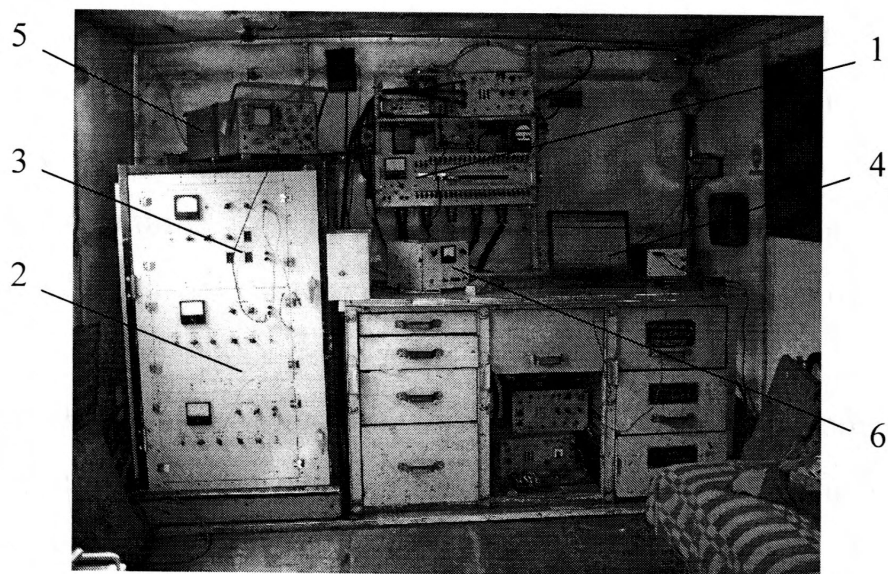


Рис. 4.6. Апаратура для настройки і запису сигналів з вібродавачів

Попередні підсилювачі 2 з фільтрами високих (ФВЧ) і низьких (ФНЧ) частот призначені для підсилення сигналів давачів з одночасним зниженням рівня шумів вимірювального тракту і частотною фільтрацією сигналів. Перетворювач “аналог-код” призначений для того, щоб подати результати вимірювання у вигляді двійково-закодованого числа. До вимірювального тракту ввімкнено електронний осцилограф 5 типу С 1-55, за допомогою якого контролюється працездатність кожного з каналів, а також функціонування програмного забезпечення комп’ютера. За допомогою блоку управління 6 подається живлення до приводу рухомого важеля і здійснюється контроль надійної фіксації зонда в ліфтовій колоні.

4.3. Тарування вимірювальної апаратури

Для визначення амплітудо-частотних характеристик вимірювального тракту проведено його тарування. Апаратура, яка застосовувалась при таруванні приведена на рис. 4.7 і 4.8, де 1- вібраційна платформа по якій закріплені сейсмодавачі – 2, почастотний генератор – 3, електропроменевий осцилограф – 4, вольтміліампер – 5.

Перед початком вимірювань проводили калібровку вимірювальної платформи за допомогою вимірювального мікроскопа. Після калібровки вібраційної платформи закріплюємо нерухомо сейсмодавачі за допомогою планки 6. Сейсмодавачі синхронізувались шляхом одночасного запису коливань всіх вібродавачів однієї точки об’єкту, що коливається. При синхронізації коректувались фазові і амплітудні “искаження” сигналів від кожного вібродавача.

Тарування вібродавачів проводили в діапазоні віброприскорень від 0 до 3 g і частотному спектрі від 3 Гц до 130 Гц. Приклади тарувальних залежностей амплітуди напруги давача u від частоти віброприскорення для фіксованих значень амплітуд віброприскорення w наведені на рис 4.9., а тарувальні залежності амплітуди напруги давача u від амплітуди віброприскорення для фіксованих значень f - на рис 4.10.

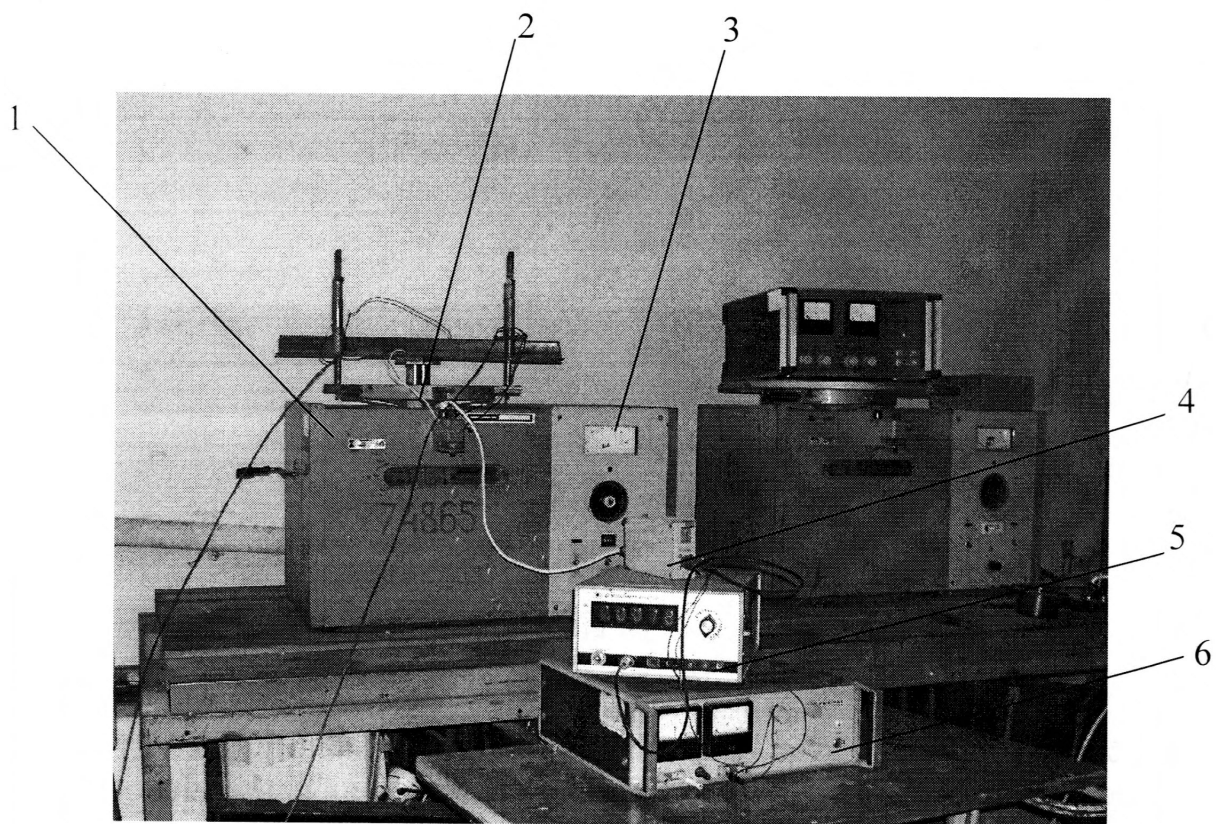


Рис. 4.7. Вимірювальна апаратура для тарування вібродавачів

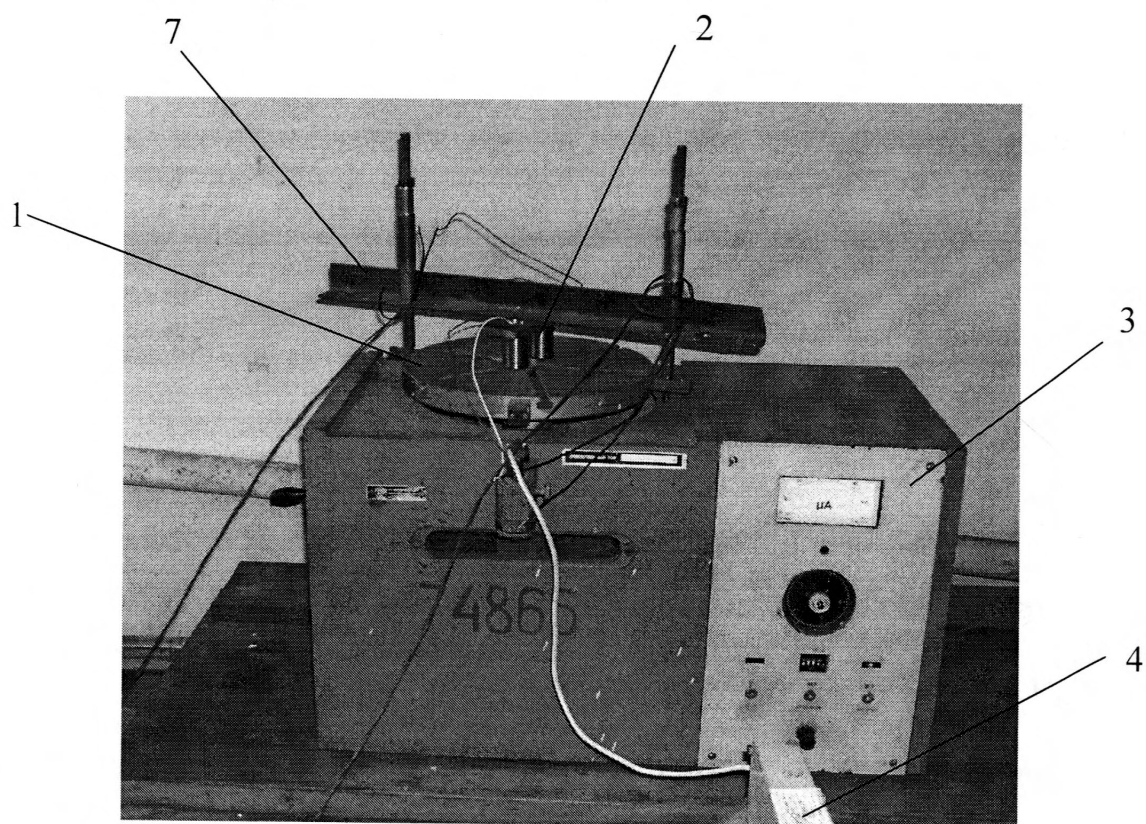


Рис. 4.8. Закріплення сейсмодавачів на вібростенді

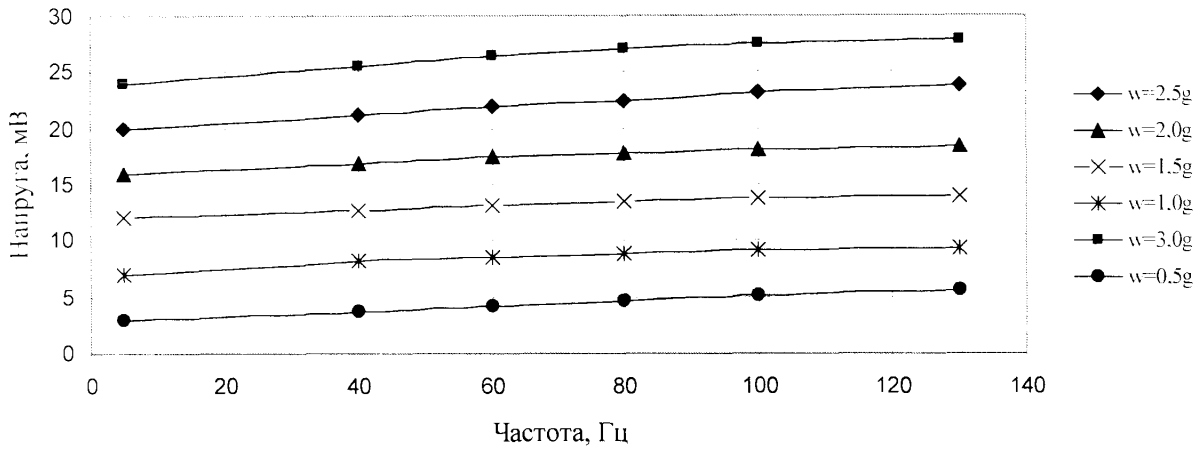


Рис. 4.9. Тарувальні залежності амплітуди напруги датчика u від частоти віброприскорення для фіксованих значень амплітуди віброприскорення w (g – прискорення вільного падіння)

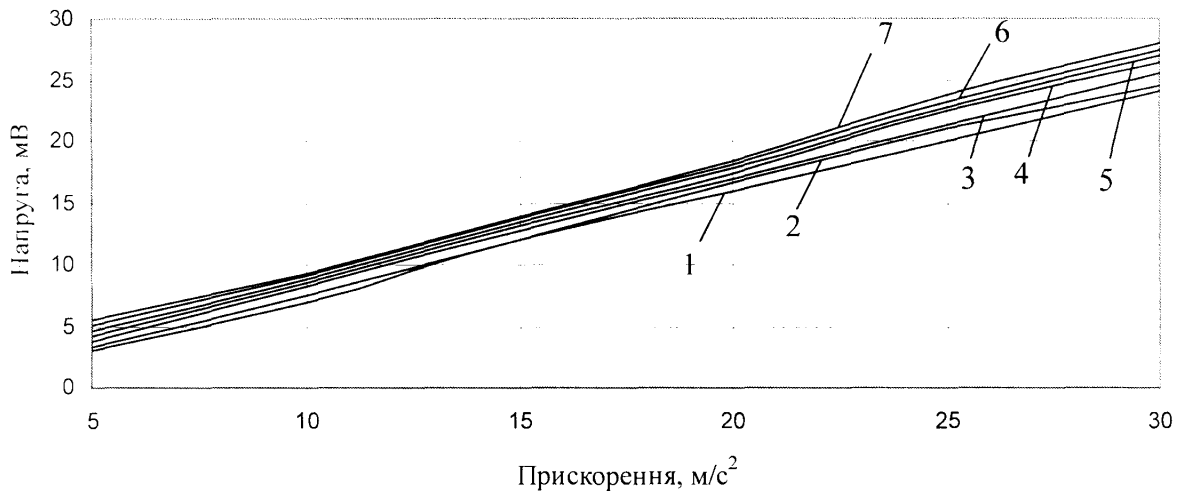


Рис. 4.10. Тарувальні залежності амплітуди напруги датчика u від амплітуди віброприскорення для фіксованих значень частоти f : 1 – $f=5$ Гц; 2 – $f=20$ Гц; 3 – $f=40$ Гц; 4 – $f=60$ Гц; 5 – $f=80$ Гц; 6 – $f=100$ Гц; 7 – $f=130$ Гц.

Оскільки графічні залежності u від g (рис. 4.10) при різних частотах розміщені близько одна від одної то для визначення тарувального коефіцієнта можна користуватись їх усередненим значенням. В наслідок такої процедури точність визначення тарувального коефіцієнта знизиться на 3%. Однак таке

допущення все ж дозволяє отримати достатню для інженерних розрахунків точність експериментального визначення вібропараметрів елементів ліфтової колони.

Для розширення можливостей сейсмозвідувальної станції при роботі з сейсмодавачами були написані додаткові підпрограми, які адаптовані з програмним забезпеченням станції "Прогрес". Це дозволило проводити амплітудно-частотний аналіз вібропараметрів ліфтової колони і будувати їх графічні залежності та формувати необхідні числові масиви.

4.4. Результати експериментальних вимірювань вібропараметрів ліфтових колон на діючих свердловинах

Для вивчення характеристик вібрацій ліфтових колон проводилися вимірювання віброприскорень насосно-компресорних труб на свердловинах №241 і №34 Більче-Волицько-Угерського підземного сховища газу. Реєстрацію часових залежностей віброприскорень у трьох взаємно перпендикулярних напрямках виконували протягом часових інтервалів тривалістю 15 с, починаючи від нижнього кінця колони, з кроком 100 м по висоті. Часові залежності віброшвидкостей одержували шляхом числового інтегрування функцій віброприскорень, а часові залежності вібропереміщень, відповідно, шляхом числового інтегрування функцій віброшвидкостей. Для прикладу на рис. 4.9 зображені осцилограми вібропереміщень нижнього кінця ліфтової колони свердловини № 241 в напрямках горизонтальних осей y (s_y) і z (s_z) та вібропереміщення центра поперечного перерізу ліфтової труби відносно осі свердловини s під час відбору газу. На рис. 4.10 та 4.11 для тих самих часових інтервалів зображені осцилограми проекцій віброшвидкості на координатні осі y (v_y) і z (v_z), повної віброшвидкості v , а також осцилограми проекцій віброприскорення на координатні осі y (w_y) і z (w_z) і повного віброприскорення w нижнього кінця колони. Як видно з одержаних графічних залежностей, нижній кінець ліфтової колони здійснює поперечні коливання, збудені турбулентним

рухом газу у свердловині, зі значними амплітудами, що сягають величини проміжку між ліфтовою і обсадною колонами. На графіках віброшвидкостей і віброприскорень більшою мірою проявляються високочастотні складові коливального процесу, ніж на графіках переміщень. Слід зазначити, що амплітуда вертикальних вібрацій нижнього кінця при цьому є на 1-2 порядки меншою у порівнянні з амплітудами поперечних коливань.

У таблицях 4.2 – 4.4 наведені результати експериментального визначення максимальних вібропереміщень, віброшвидкостей та віброприскорень поперечних перерізів ліфтової колони під час відбору та під час закачування газу через свердловину № 241, а також під час заповнення сховища газом через свердловину №34. Як видно з наведених даних, із зростанням глибини розташування давачів амплітуди, в загальному, амплітуди вібропереміщень, віброшвидкостей і віброприскорень збільшуються. Однак, залежності зазначених параметрів вібрацій від глибини встановлення давачів не є монотонними.

Докладніше залежності максимальних вібропереміщень поперечних перерізів ліфтових колон від поздовжніх координат цих перерізів ілюструють графіки, подані на рис. 4.12. Наведені криві показують, що існує загальна тенденція до збільшення амплітуд вібрацій при переході від верхніх труб колони до нижніх. Почергове зростання та спадання функцій свідчить про те, що на амплітуди вібрацій суттєво впливає взаємодія ліфтової колони з обсадною, обумовлена криволінійністю осі свердловини та її відхиленням від вертикалі. Більші амплітуди вібрацій одержані для режиму відбору газу, менші – для режимів закачування. У випадку інтенсивних вібрацій ліфтової колони основну участь у динамічному процесі бере її нижня частина.

Просторовий характер вібрацій насосно-компресорних труб підтверджує вигляд траєкторій руху і годографів швидкостей і прискорень поперечних перерізів ліфтової колони (рис. 4.13 – 4.15). Вигляд траєкторії руху нижнього кінця колони (рис. 4.13, а) свідчить про те, що в процесі відбору чи закачування газу мають місце ударні явища, викликані взаємодією ліфтової колони з обсадною. Піки максимальних відхилень насосно-компресорної труби від осі

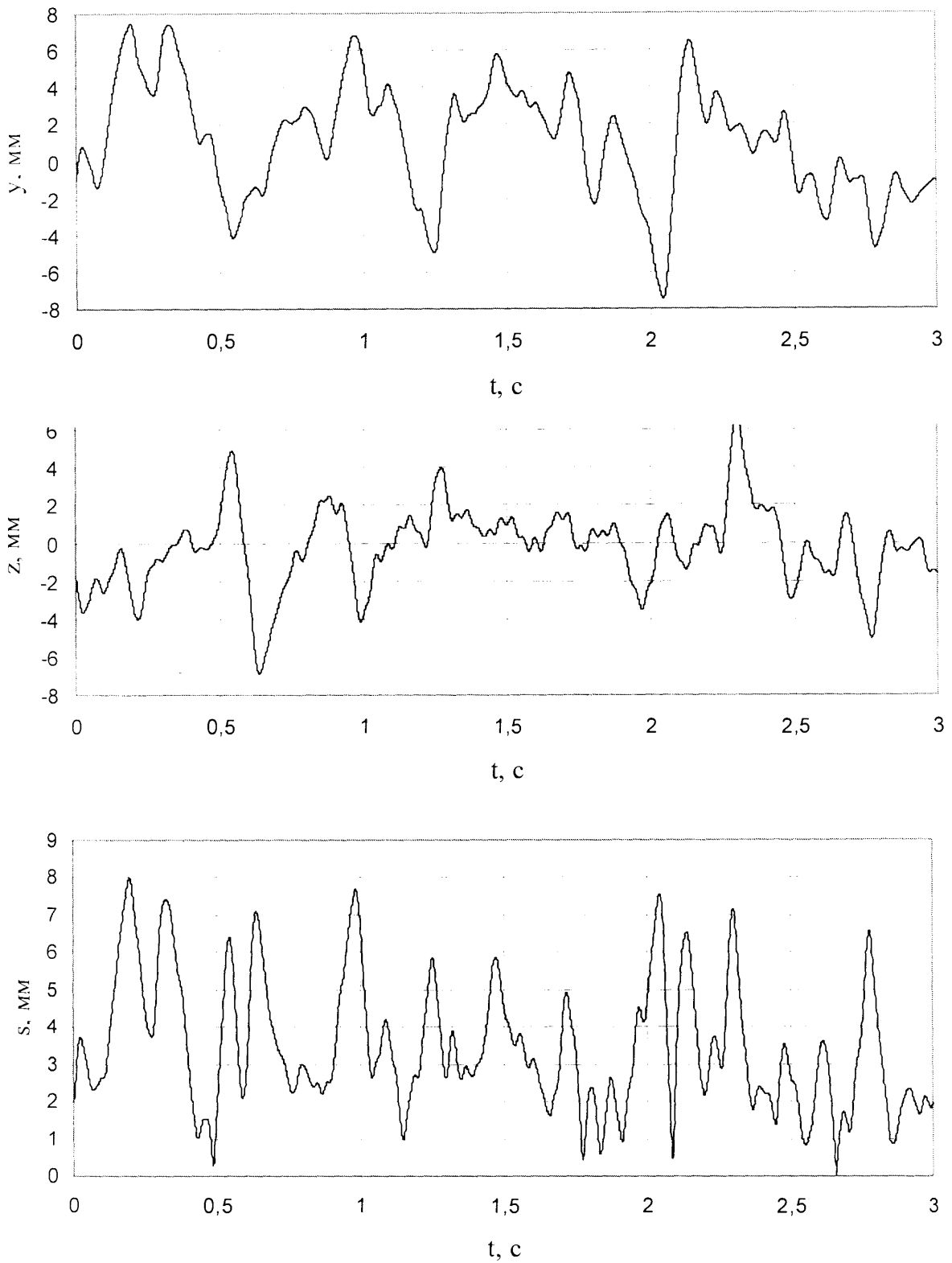


Рис. 4.11. Часові залежності вібропереміщень центра поперечного перерізу ліфтової колони в процесі відбору газу (свердловина № 241, глибина розміщення давачів 1035 м)

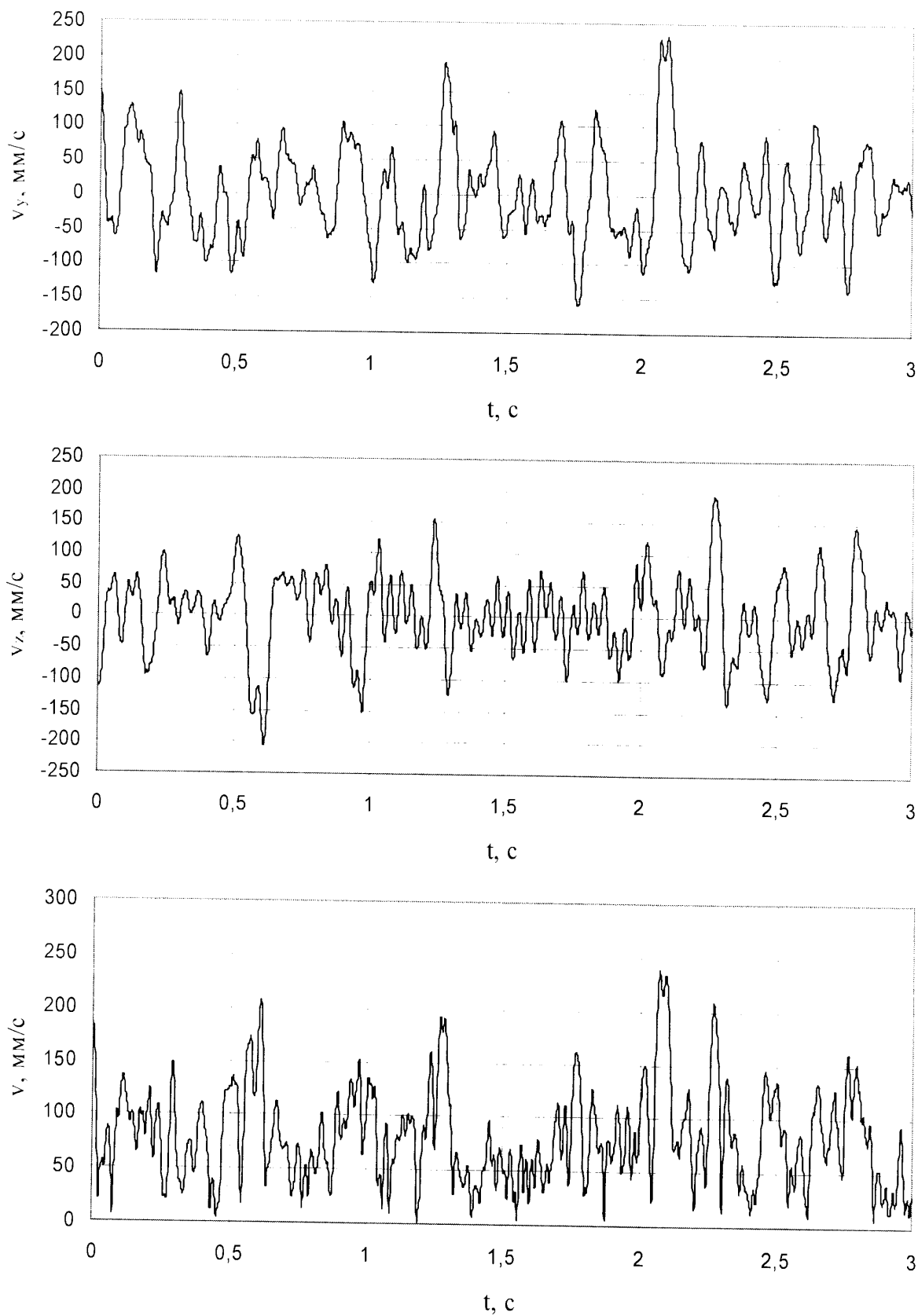


Рис. 4.12. Часові залежності віброшвидкостей центра поперечного перерізу ліфтової колони в процесі відбору газу (свердловина № 241, глибина розміщення давців 1035 м)

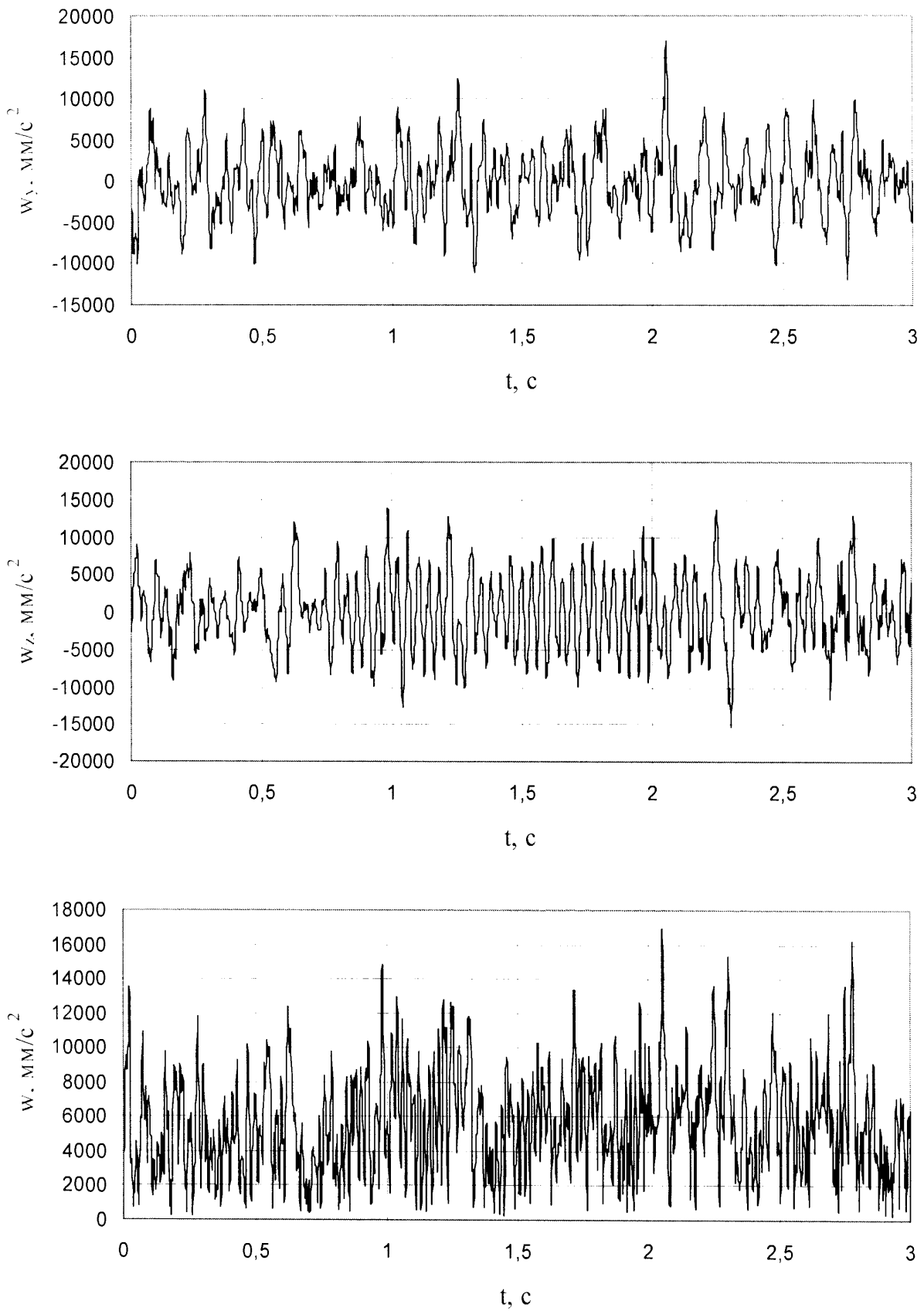


Рис. 4.13. Часові залежності віброприскорень центра поперечного перерізу ліфтової колони в процесі відбору газу (свердловина № 241, глибина розміщення датчиків 1035 м)

свердловини приблизно розміщені по колу (незначні відхилення пояснюються похибками числового інтегрування функцій віброприскорень та віброшвидкостей). Достатня достовірність одержання траєкторії підтверджується тим, що нею відображається важлива закономірність фізичного процесу: під час ударної взаємодії насосно-компресорних і обсадних труб кут падіння приблизно дорівнює куту відбивання. Пов'язані з геометрією осі свердловини особливості взаємного розміщення поперечних перерізів і механічної взаємодії ліфтової і обсадної колон можуть обумовлювати обмеження вібропереміщень (рис. 4.13, б). Високочастотні коливання віброприскорень відбуваються з навагато меншими амплітудами, ніж низькочастотні, тому вони мало впливають на форми траєкторій руху центрів поперечних перерізів насосно-компресорних труб.

Амплітудно-частотні залежності, одержані на основі спектрального аналізу віброприскорень (рис. 4.14– 4.21) показують, що найбільші амплітуди вібрацій спостерігаються на частотах 5–30 Гц. Коливання з дещо меншими амплітудами відбуваються на частотах 30–100 Гц. Отже, під час проектування віброізоляторів ліфтових колон необхідно брати до уваги частотний діапазон від 5 до 100 Гц.

Результати експериментального визначення вібропереміщень, віброшвидкостей та віброприскорень поперечних перерізів труб ліфтової колони під час відбору газу через свердловину № 241 наведено в табл. 4.2 і в процесі заповнення сховища газом через свердловину № 241 наведено в табл. 4.3, а в процесі заповнення сховища газом через свердловину № 34 наведено в табл.4.4.

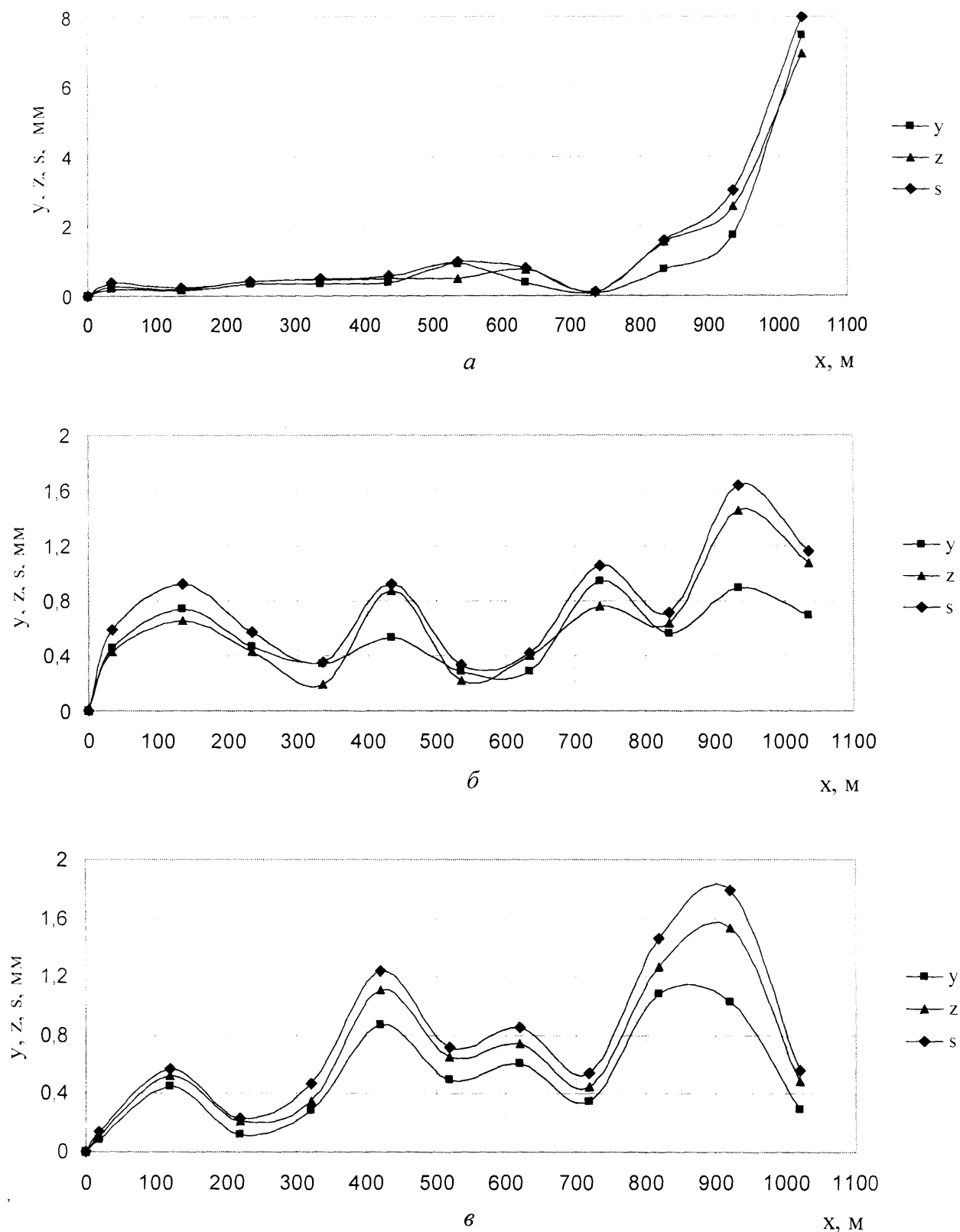


Рис. 4.14. Залежність вібропереміщень поперечних перерізів ліфтових колон свердловини № 241 (а, б) і 34 (в) від поздовжніх координат цих перерізів для відбору газу (а) та для заповнення цих сховищ газом (б, в)

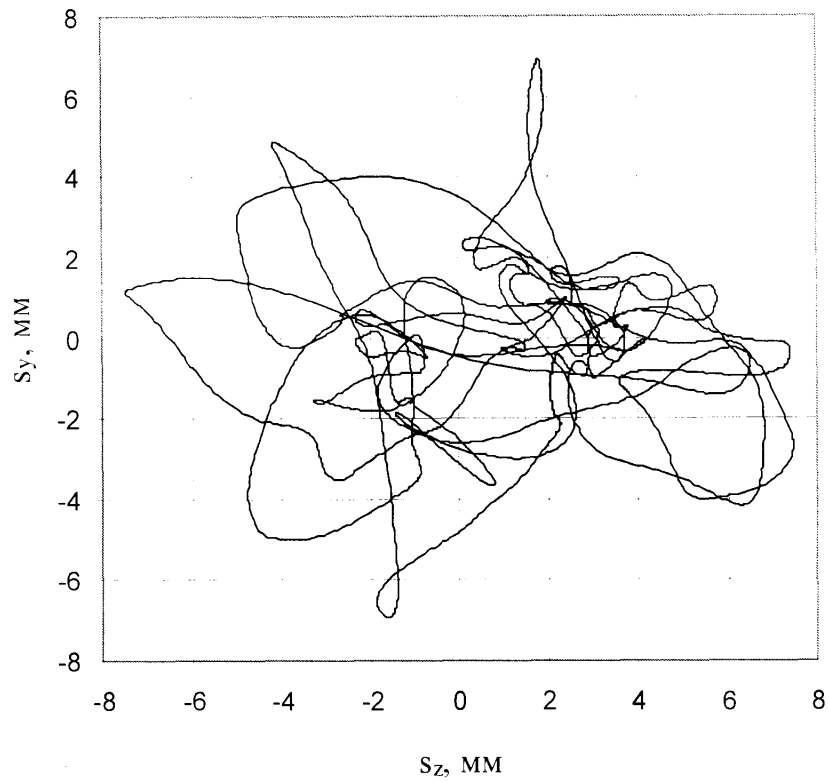
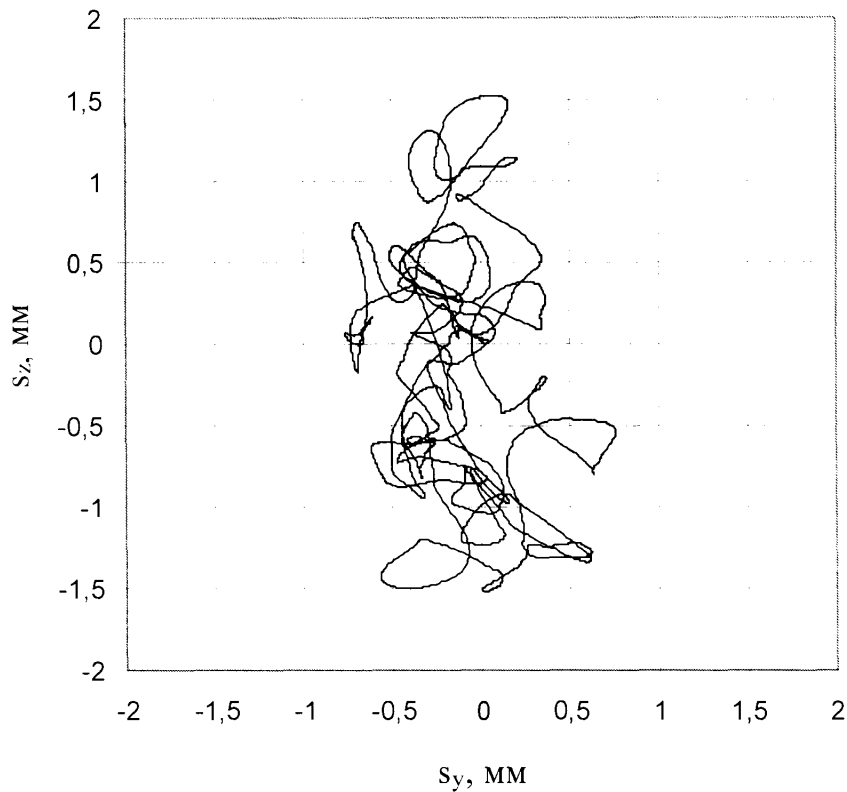
*a**б*

Рис. 4.15. Траекторії руху центрів поперечних перерізів ліфтової колони свердловини № 241, одержані під час відбору газу у випадках закріплення давачів на глибині 1035 м (*a*) і 835 м (*б*)

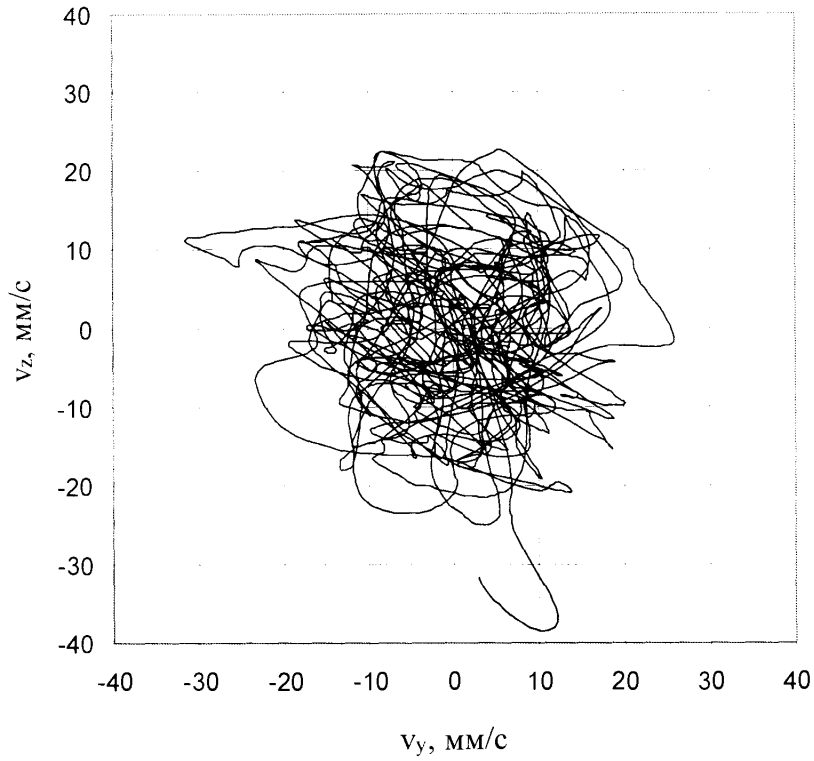
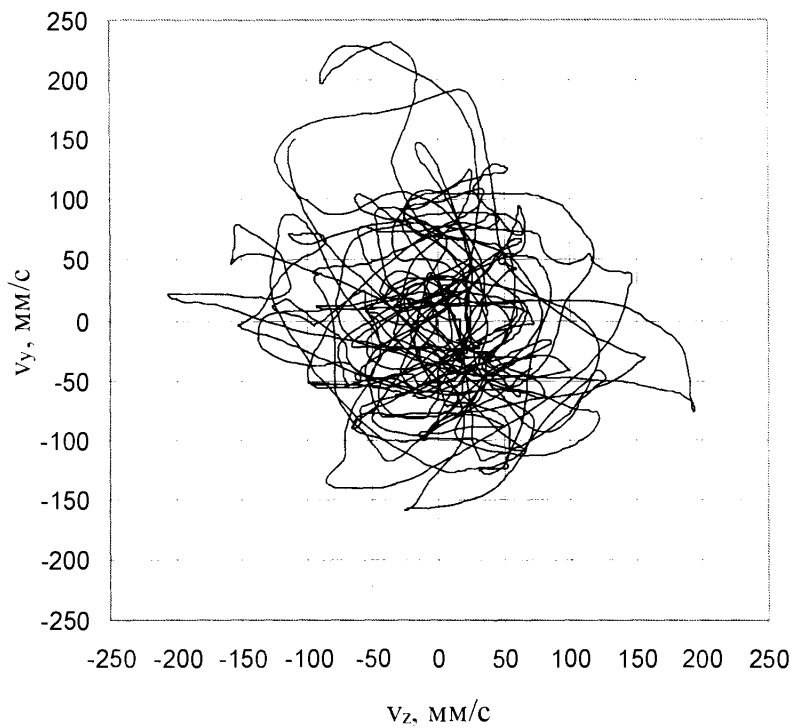
*a**б*

Рис. 4.16. Годографи векторів швидкостей центрів поперечних перерізів ліфтової колони свердловини № 241, одержані під час відбору газу у випадках закріплення давачів на глибині 1035 м (а) і 835 м (б)

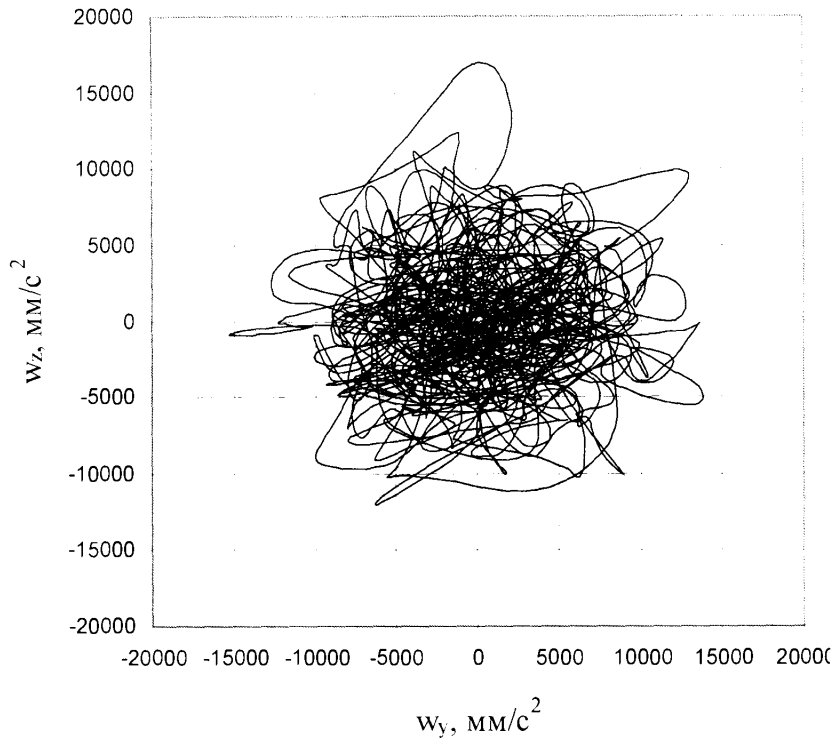
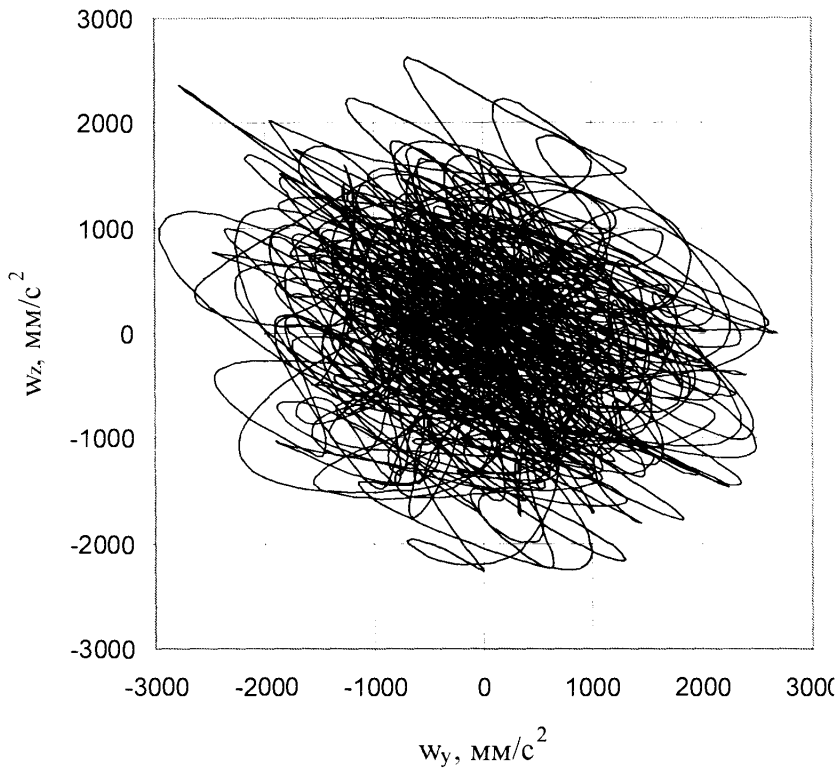
*a**б*

Рис. 4.17. Годографи векторів прискорень центрів поперечних перерізів ліфтової колони свердловини № 241, одержані під час відбору газу у випадках закріплення давачів на глибині 1035 м (а) і 835 м (б)

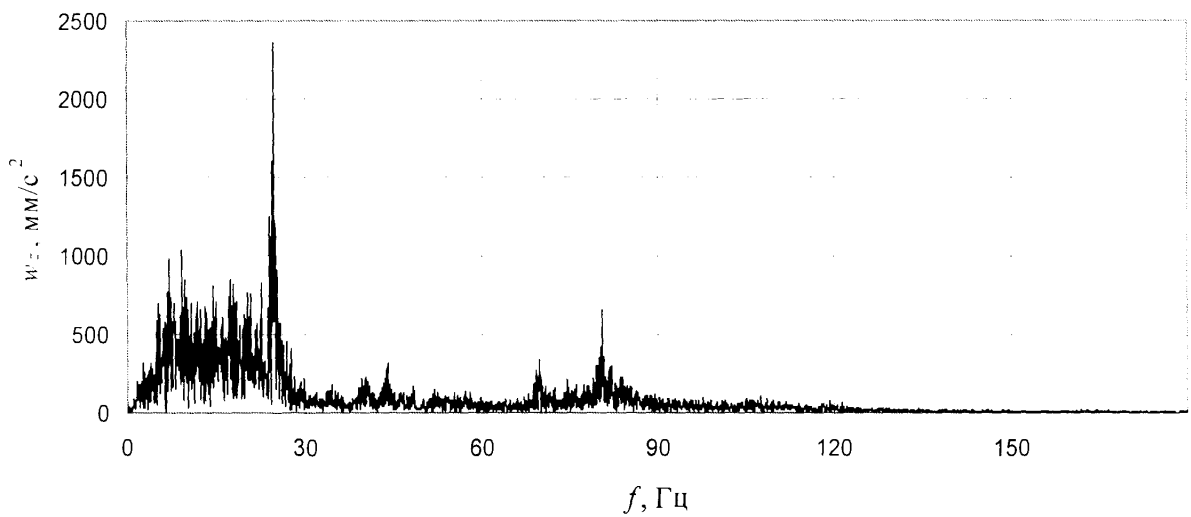
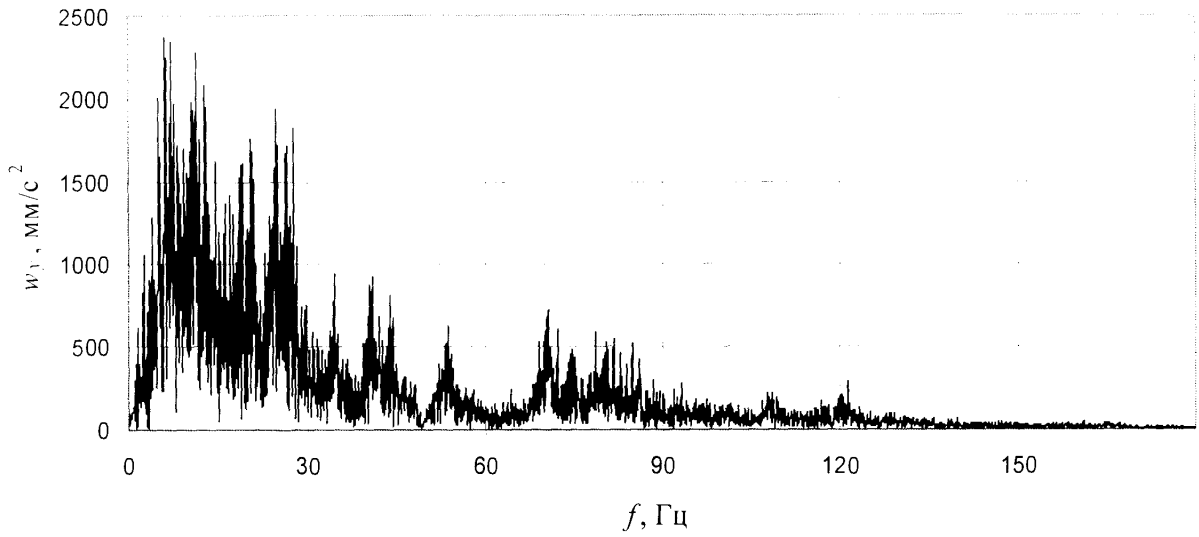


Рис. 4.18. Амплітудно-частотні характеристики поперечних коливань ліфтової колони свердловини № 241 під час відбору газу (глибина закріплення давачів – 1035 м)

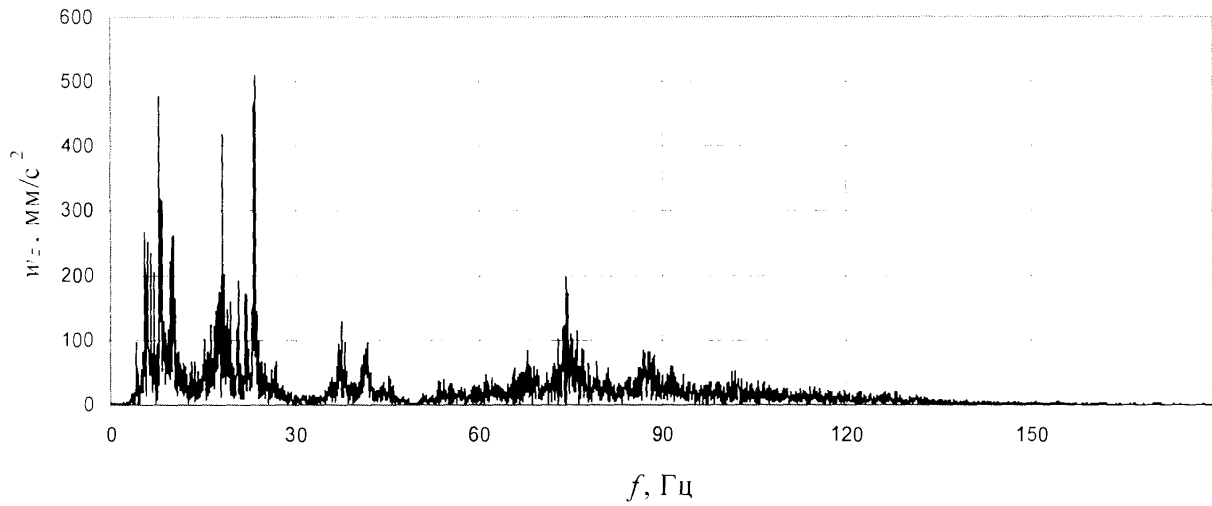
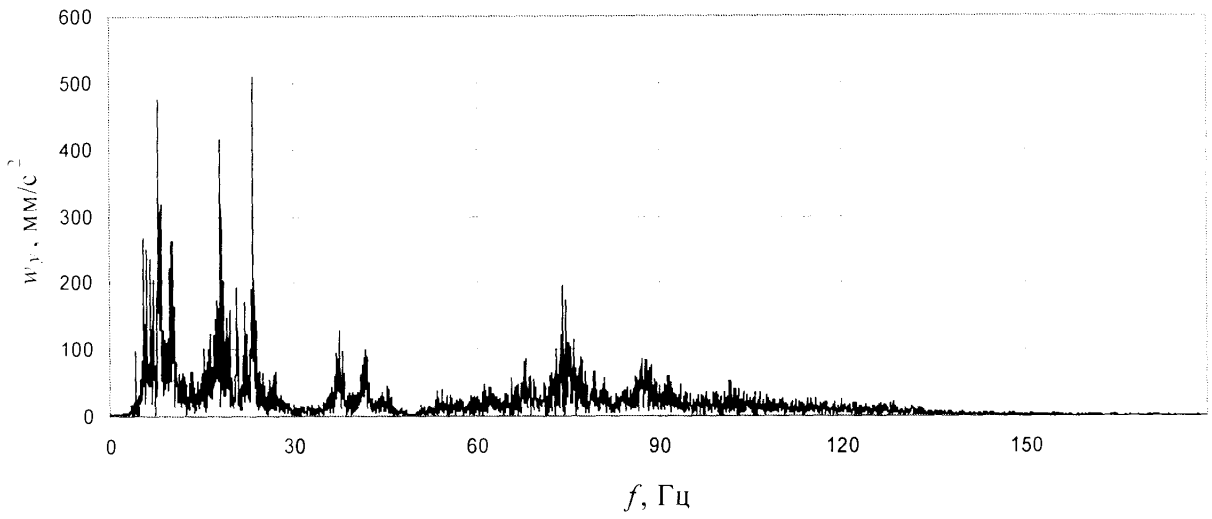


Рис. 4.19. Ампліудно-частотні характеристики поперечних коливань ліфтової колони свердловини № 241 під час відбору газу (глибина закріплення датчиків – 635 м)

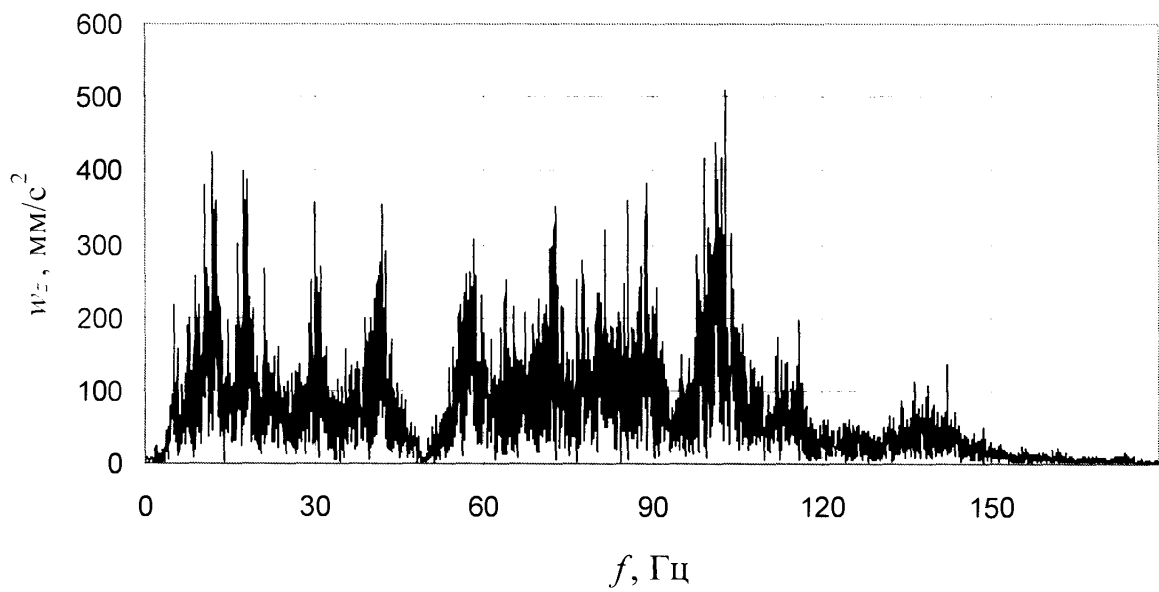
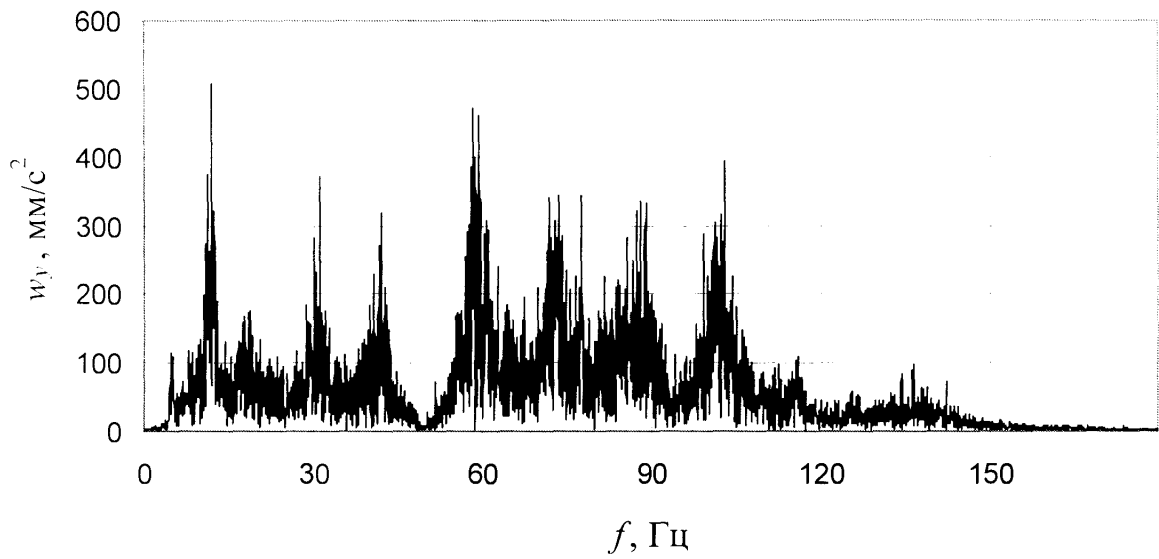


Рис. 4.20. Амплітудно-частотні характеристики поперечних коливань ліфтової колони свердловини № 34 під час закачування газу (глибина закріплення датчиків – 1020 м)

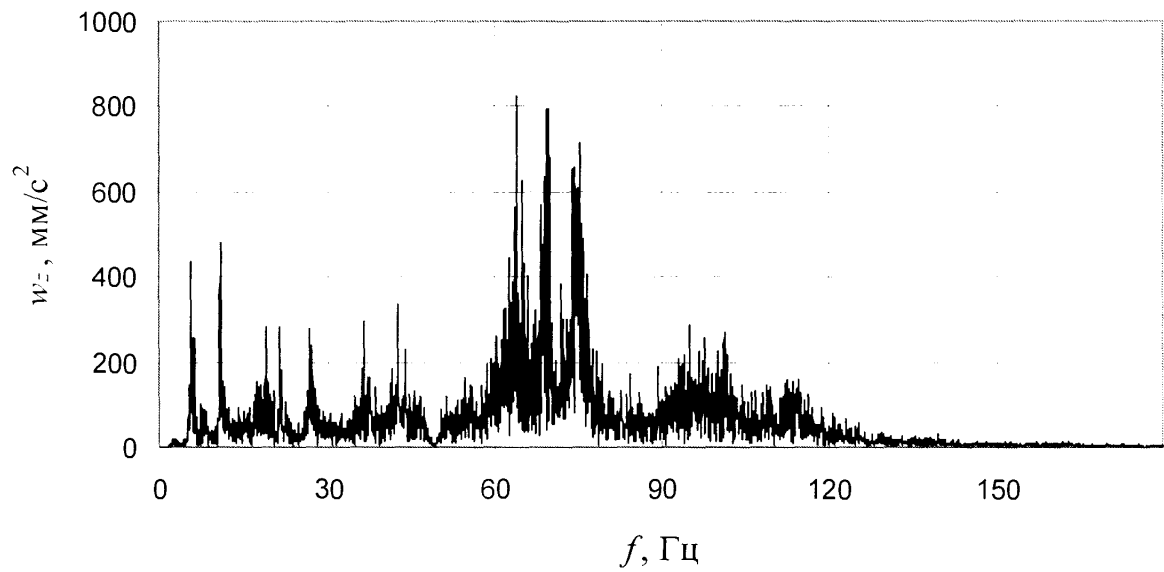
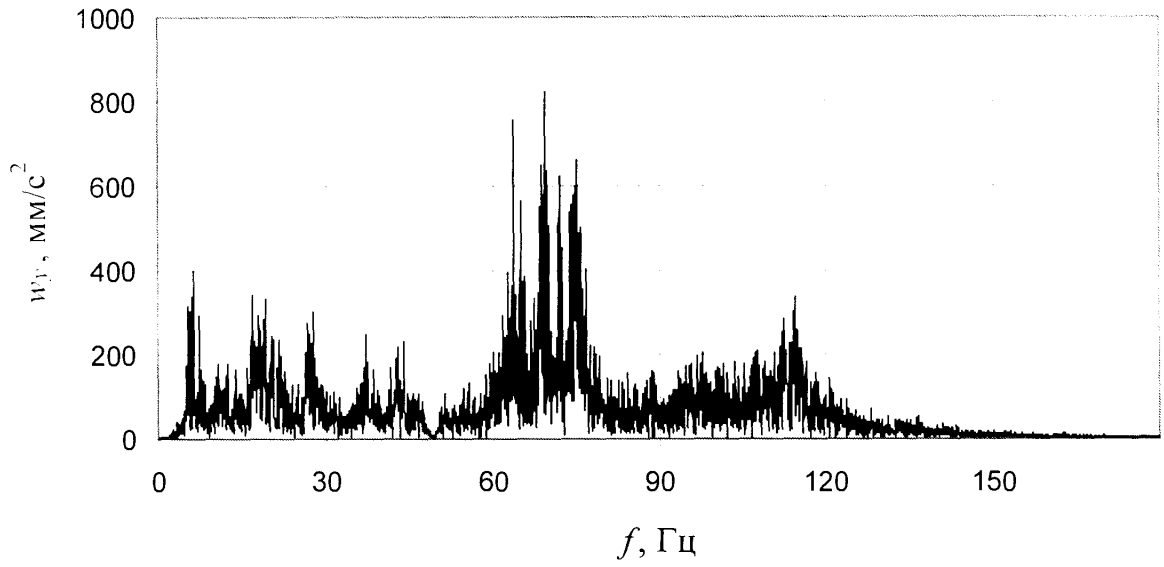


Рис. 4.21. Амплітудно-частотні характеристики поперечних коливань ліфтової колони свердловини № 34 під час закачування газу (глибина закріплення давачів – 520 м)

Результати експериментального визначення вібропереміщень, віброшвидкостей та віброприскорень поперечних перерізів ліфтової колони під час відбору газу через свердловину № 241

Глибини розміщення давачів, м	Максимальні відхилення центра перерізу, мм			Максимальна швидкість центра перерізу, мм/с			Максимальні прискорення центра перерізів, мм/с ²		
	s_y	s_z	s	v_y	v_z	v	w_y	w_z	w
35	0,18	-0,27	0,39	-12,07	16,49	22,05	2153,14	-2605,31	3290,41
135	0,15	-0,19	0,23	5,96	-4,50	5,96	1507,48	1157,28	1883,14
235	-0,35	0,41	0,41	-27,62	-22,37	28,57	3611,71	2129,86	4041,38
335	-0,32	0,46	0,49	-16,25	25,51	26,24	2466,12	-2734,69	3145,20
435	0,37	-0,48	0,57	-21,00	18,74	23,12	3050,06	2656,68	3734,03
535	0,91	0,49	0,99	-19,01	17,11	20,27	1944,87	-1677,70	2127,55
635	-0,39	0,76	0,79	29,08	31,68	34,63	2234,33	2957,56	3054,22
735	-0,08	0,11	0,13	8,42	-3,48	8,48	-1532,55	-1151,99	1742,28
835	-0,76	-1,53	1,57	-31,68	-38,51	40,00	-2958,68	2626,59	3644,80
935	-1,71	-2,54	2,99	-81,11	93,63	109,52	6637,25	6922,53	9301,54
1035	7,47	-6,95	8,0	230,86	-206,41	238,57	16977,57	-15270,30	16979,30

Результати експериментального визначення вібропереміщень, віброшвидкостей та віброприскорень поперечних перерізів ліфтової колони в процесі заповнення сховища газом через свердловину № 241

Глибини розмі- щення давачів, м	Максимальні відхилення центра перерізу, мм			Максимальна швидкість центра перерізу, мм/с			Максимальні прискорення центра перерізу, мм/с ²		
	s_y	s_z	s	v_y	v_z	v	w_y	w_z	w
35	-0,46	0,43	0,59	21,11	-24,35	24,41	-2869,53	-3490,24	3919,20
135	-0,74	0,66	0,92	-28,66	-21,65	29,95	3360,97	3617,28	4937,69
235	-0,47	-0,43	0,57	-19,62	-20,13	22,51	-2758,09	-4446,37	4810,18
335	-0,34	0,19	0,35	11,27	11,97	13,82	-2602,08	3864,67	4170,69
435	-0,53	0,88	0,92	19,35	-18,54	20,49	3827,89	-2342,43	4483,67
535	-0,29	0,22	0,33	-10,13	18,56	18,86	-2181,96	-4274,76	4786,91
635	0,29	-0,40	0,42	-20,94	17,38	21,87	-3253,99	-2861,73	4231,94
735	-0,94	0,76	1,06	30,78	23,45	35,90	-2842,78	4625,79	4845,59
835	0,56	-0,64	0,71	26,55	20,64	27,84	3186,01	2694,57	3212,14
935	0,90	-1,46	1,64	-46,17	-65,09	68,32	-3854,64	-5126,15	5493,29
1035	0,69	-1,08	1,16	-47,83	-52,14	55,87	5111,66	5886,15	6079,11

Результати експериментального визначення вібропереміщень, віброшвидкостей та віброприскорень поперечних перерізів ліфтової колони в процесі заповнення сховища газом через свердловину № 34

Глибини розмі- щення давачів, м	Максимальні відхилення центра перерізу, мм			Максимальна швидкість центра перерізу, мм/с			Максимальні прискорення центра перерізу, мм/с ²		
	s_y	s_z	s	v_y	v_z	v	w_y	w_z	w
20	-0,08	0,11	0,14	-10,60	7,54	13,98	-1569,05	1996,72	2029,93
120	0,45	-0,52	0,57	-23,47	-30,19	38,86	-3772,36	4154,83	4391,14
220	0,12	-0,21	0,23	-14,53	12,82	19,33	2094,47	-2317,19	3266,09
320	0,28	-0,35	0,47	-15,17	18,19	23,94	2998,48	-3046,52	3980,11
420	0,87	-1,11	1,24	-29,39	68,81	76,72	-4001,68	4384,41	5762,25
520	0,50	-0,65	0,72	28,42	31,13	32,87	3739,86	6962,64	7322,30
620	-0,61	0,74	0,85	20,19	-22,79	25,91	3751,26	-3349,75	4693,60
720	-0,35	0,45	0,54	-25,74	-24,99	31,28	4085,32	-3676,34	4594,77
820	1,08	-1,27	1,46	-30,93	36,65	37,78	-3856,87	-4281,45	4282,43
920	1,03	-1,53	1,79	37,33	-78,74	79,54	4382,86	-5297,76	5516,41
1020	-0,29	0,49	0,56	-18,28	20,84	23,10	-3558,21	-3018,85	4115,89

4.5. Висновки

Розроблена методика експериментальних досліджень параметрів вібрації ліфтових колон підземних сховищ газу дає можливість з достатньою достовірністю визначати віброприскорення поперечних перерізів цих колон на реальних експлуатаційних свердловинах як під час відбору газу, так і під час його закачування. Шляхом числового інтегрування часових залежностей віброприскорень одержуються віброшвидкості та вібропереміщення поперечних перерізів.

Експериментально підтверджено, що ліфтова колона в процесі руху газу як у сховище, так і в зворотному напрямі, здійснює просторові коливання. Більші рівні вібрацій колони притаманні процесам відбору газу, дещо менші – процесам нагнітання. Амплітуди поперечних коливань нижньої частини колони значно перевищують амплітуди вертикальних коливань. Амплітуди вібрацій при переході від верхніх перерізів ліфтової колони до нижніх збільшуються.

В процесі проведення експериментальних досліджень виявлено, що найбільші рівні вібрацій спостерігаються у частотному діапазоні 5 – 30 Гц. Коливання з дещо меншими амплітудами проявляться на частотах 30 – 100 Гц.

Із збільшенням довжини ділянки ліфтової труби, яка знаходиться в області перфорації обсадної колони, інтенсивність коливань насосно-компресорних труб зростає.

РОЗДІЛ 5

ТЕХНІЧНІ РІШЕННЯ, СПРЯМОВАНІ НА ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ЛІФТОВОЇ КОЛОНИ

На основі аналізу літературного огляду та умов експлуатації ліфтових колон з НКТ і отриманих в цій роботі результатів досліджень визначилися з раціональними напрямками запобігання відгвинчування різьбових ліфтових з'єднань труб. Серед можливих конструктивних напрямків забезпечення більш надійної роботи з'єднань колони насосно-компресорних труб в умовах вібраційних та інших навантажень вибрані наступні:

-Виключення можливості відносного повертання з'єднаних труб в умовах експлуатації, без застосування додаткових технологічних операцій зі стандартними трубами.

-Встановлення на нижній трубі колони пристрою для зменшення вібрацій і забезпечення стабільного положення за кутовою координатою колони щодо обсадної труби.

5.1. Спеціальне з'єднання насосно-компресорних труб

Перший з вибраних напрямків реалізований в конструкції спеціального з'єднання насосно-компресорних труб, яке зображене на рис.5.1. [109]. В такому модернізованому з'єднанні одна з насосно-компресорних труб 1 загвинчена в муфту 3 з натягом, який забезпечує момент тертя достатній від їх самовідгвинчування. Такі технологічні операції проводять в стаціонарних умовах, наприклад, за рахунок попереднього нагрівання муфти. На трубі 1 встановлені гільза 4 і запобіжне кільце 5, яке не допускає випадкового зміщення гільзи 4 уздовж осі труби під час проведення монтажних робіт. На трубі 2 нерухомо закріплена за допомогою

електрозварювання втулка 6. Попередньо на втулці 6 і гільзі 4 просверлені радіальні отвори, однакові за діаметром і кутовим розміщенням і нарізаною різьбою у які встановлені гвинти 7. Гвинти 7 закриті розрізним пружинним кільцем 8, розміщеним у виточці гільзи 4. Причому зовнішній діаметр пружинного кільця 8 є менший від діаметра виточки гільзи 4. В гільзі 4 передбачений буртик 9, який в зібраному з'єднанні впирається своєю верхньою поверхнею в нижній торець муфти 3 або розташований з незначним зазором між опорними поверхнями буртика 9 і муфти 3, що спрощує монтажні роботи.

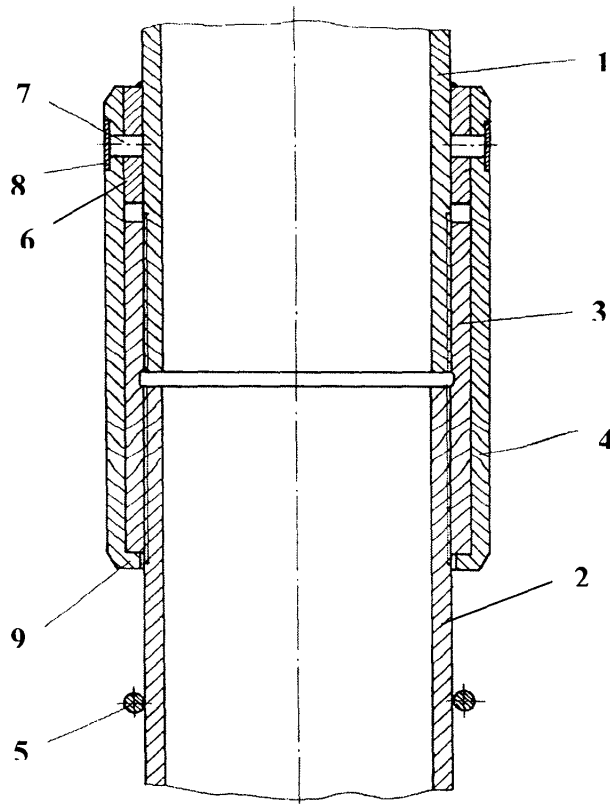


Рис. 5.1. Конструкція спеціального з'єднання НКТ

В процесі роботи такого з'єднання насосно-компресорних труб під дією довільних вібраційних навантажень незначне самовільне відкручування можливе лише за наявності початкового зазору між опорними поверхнями муфти 3 і буртика 9 на гільзі 4. Величина цього зазору залежить від точності

виготовлення і монтажу елементів стопорного пристрою. Подальше відкручування є неможливим через обмеження взаємного осьового переміщення з'єднувальних труб за допомогою гвинтів 7. При цьому основне навантаження від ваги колони НКТ і вібраційних навантажень передається через різьове з'єднання, а саме різьову ділянку верхньої труби 1, муфту 3 і різьову ділянку нижньої труби 2 колони НКТ. Навантаження на буртик 9 гільзи і гвинти незначні, в основному вони відіграють роль кінематичних елементів.

Дослідний зразок стопорного пристрою різьового з'єднання насосно-компресорних труб показаний на рис. 5.2.

Результати перевірочних розрахунків на міцність деталей стопорного пристрою різьових з'єднань колони НКТ приведені в таблиці 5.1.

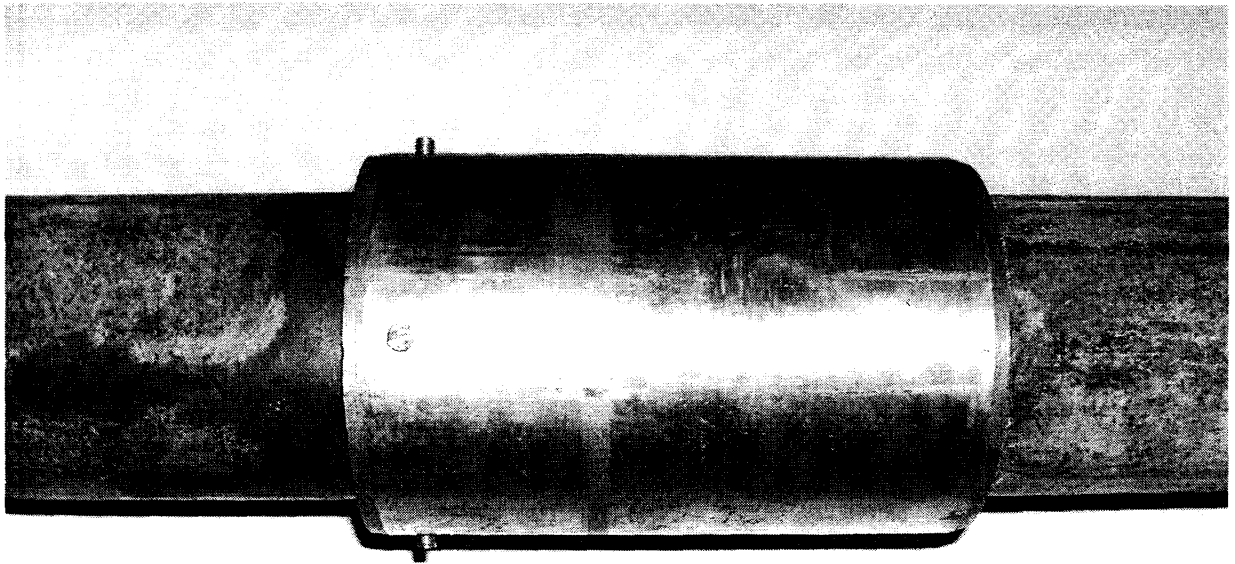


Рис. 5.2. Дослідний зразок стопорного пристрою різьового з'єднання ліфтової колони

Результати перевірочних розрахунків на міцність деталей стопорного пристрою різьбових з'єднань колони НКТ

Кількість стопорних пристроїв, які вставлені в колони НКТ	Перевірка небезпечного перерізу гільзи на розтяг, σ_p , МПа	Перевірка небезпечного перерізу гільзи на зріз, $\tau_{зр}$, МПа	Перевірка гвинтів на зріз, $\tau_{зр}$, МПа	Перевірка зварного шва на зріз, $\tau_{зр}$, МПа
3	$\frac{2,93}{160^*}$	$\frac{1,8}{90^*}$	$\frac{31,41}{90^*}$	$\frac{3,42}{80^*}$
5	$\frac{4,88}{160}$	$\frac{3,04}{90}$	$\frac{52,27}{90}$	$\frac{5,7}{80}$
7	$\frac{6,84}{160^*}$	$\frac{4,26}{90^*}$	$\frac{73,19}{90^*}$	$\frac{7,98}{80^*}$

* в знаменнику приведені відповідно допустимі напруження матеріалу гільзи на розтяг [σ_p], матеріалу гільзи на зріз [$\tau_{зр1}$], матеріалу гвинтів на зріз [$\tau_{зр2}$] та зварного шва на зріз [$\tau_{зрe}$] в МПа.

Результати розрахунків показують, що навіть при найбільш несприятливих умовах навантаження небезпечні перерізи деталей стопорного пристрою задовільняють умови міцності.

5.2. Віброізолятор ліфтової колони

Можливість практичного застосування другого напрямку підвищення надійності роботи різьбових з'єднань ліфтової колони реалізована в конструкції віброізолятора колони насосно-компресорних труб. Один з варіантів віброізолятора показаний на рис.5.3., де 1 - нижня частина насосно-компресорної труби; 2 - втулка; 3 - елементи малої жорсткості; 4 - загострені виступи; 5 - листові пружини; 6 - буртики листової пружини; 7 - тонкостінна оболонка; 8 - обсадна труба.

Віброізолятор колони насосно-компресорних труб представляє собою набір концентрично розміщених листових пружин 5, нерухомо закріплених у канавках втулки 2 за допомогою напесованої тонкостінної оболонки 7. Втулка 2 накручується на різь нижньої частини насосно-компресорної труби 1 і закріплена вдавненими в неї виступами 4 елементів малої жорсткості 3. Буртики 6 листових пружин не допускають їх осьового зміщення в закріпленому стані. Пружини виступають з пазів втулки, тому напесовування тонкостінної оболонки 7 полегшується за рахунок можливості її згину. Верхні частини пружин 5 притиснуті силами своєї

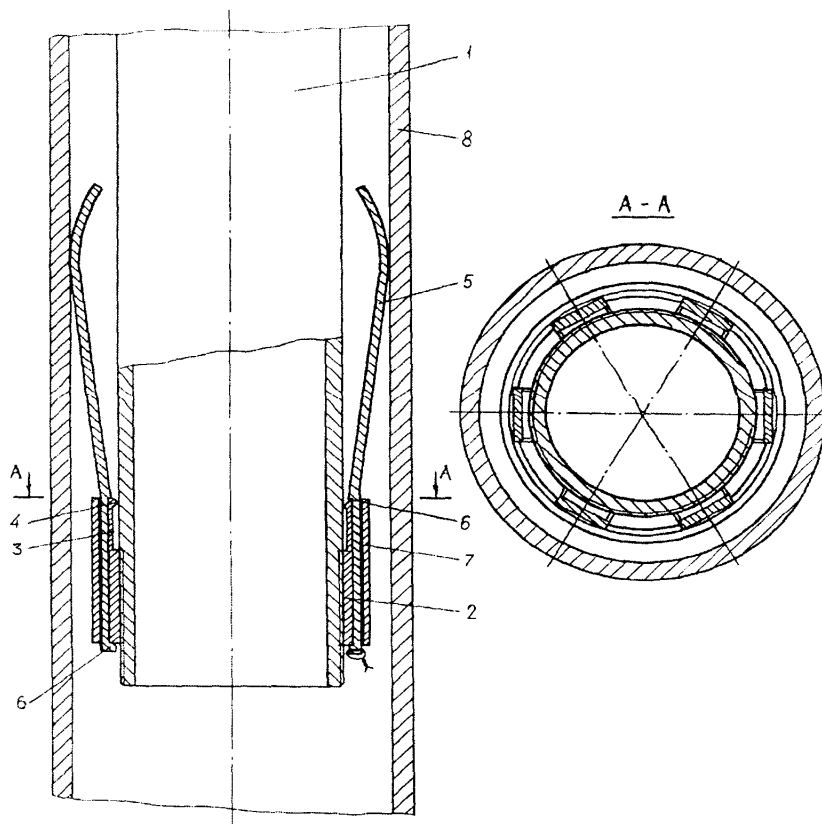


Рис. 5.3. Віброізолятор з шарнірно закріпленими кінцями пружин

пружності до обсадної труби 8. Заокруглена в радіальних напрямках форма верхніх частин листових пружин забезпечує можливість осьового переміщення колони за наявності нерівностей внутрішньої поверхні обсадної труби, зокрема, на її перфорованих ділянках.

В момент встановлення насосно-компресорної труби з закріпленим на ній віброізолятором в обсадну трубу пружини деформуються в напрямку її осі. Одночасно пружина працює як важіль, спираючись на елемент малої жорсткості втулки і вдавлюючи виступ 4 в трубу, нижньою частиною вона притискається до оболонки, не допускаючи її зміщення і ослаблення кріплення пружин.

Варіант віброізолятора з защемленням кінців пружини на опорних кільцях представлений на рис. 5.4.

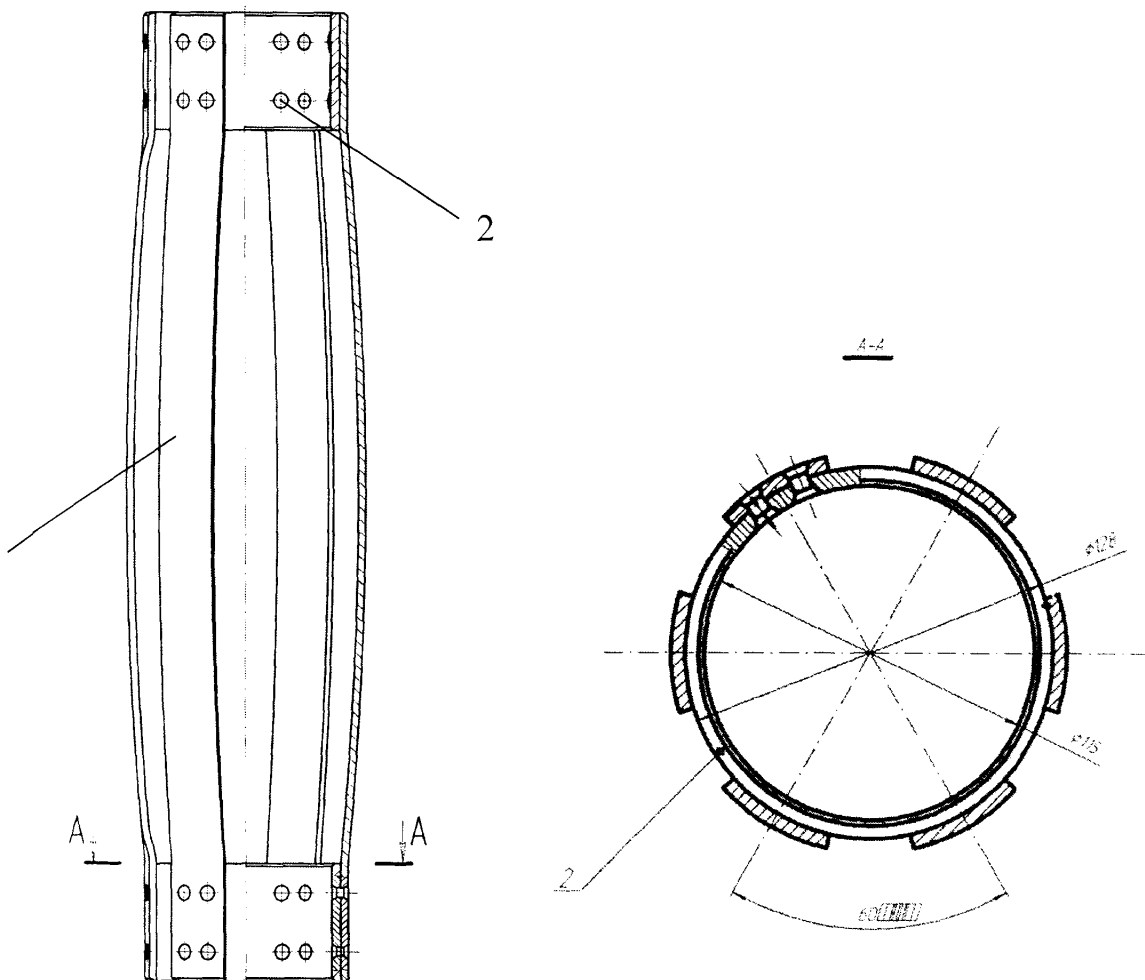


Рис. 5.4. Віброізолятор з защемленням кінців пружини на опорних кільцях

Конструкція такого віброізолятора складається з шести пружин 1 і двох опорних кілець 2. Пружини 1 з'єднуються з кільцями 2 за допомогою

заклепок 3. Зібрана конструкція віброізолятора встановлюється на трубу ліфтової колони з НКТ. Для запобігання переміщення віброізолятора вздовж осі труби застосовується стопорний пристрій.

В момент закачування чи відбору газу віброізолятор гасить коливання нижньої частини колони, не допускає виникнення крутних моментів від тертя між стінками насосно-компресорної і обсадної труб, що є однією з важливих причин розгвинчування різьових з'єднань. Можливість самовільного відгвинчування з інших причин зменшується завдяки надійному закріпленню віброізолятора на трубі та великому моменту тертя, створеному силою пружності листових пружин на діаметрі обсадної колони.

Розміри пружини підібрані так, що кожна з них забезпечує силу тиску на обсадну колону, рівну 0.2 кН. Для шести пружин загальна сила досягне 1.2 кН, що створює момент тертя, достатній для гальмування самовідгвинчування різьових з'єднань НКТ під впливом вібрацій. Одночасно така сила не може спричинити проблем з осьовим переміщенням колони. Випадкове заклинювання колони в обсадній трубі при підніманні, за рахунок попадання пружин в непередбачені нерівності обсадної труби виключається завдяки достатньої податливості пружин віброізолятора.

Надійна робота запропонованих конструкцій віброізоляторів вимагає теоретичних досліджень для обґрунтування раціональних методів їх проектування та проведення розрахунків на міцність і жорсткість. Такі дослідження приведені в розділі 5.3.

5.3. Методика розрахунку пружних елементів амортизаторів ліфтової колони

5.3.1. Визначення жорсткості пружини віброізолятора з шарнірно закріпленими кінцями. Розглянемо пружину, виконану у вигляді криволінійного стержня (рис.5.5.) сталого радіуса кривизни r , шарнірно

закріпленого кінцями в опорах A і B . Пружина навантажена силою F , внаслідок чого виникають реакції опор R_A і R_B .

Даними для визначення жорсткості пружини є відстань між опорами l , висота серединної поверхні пружини a , а також розміри поперечного перерізу, що має форму прямокутника: ширина b і товщина h .

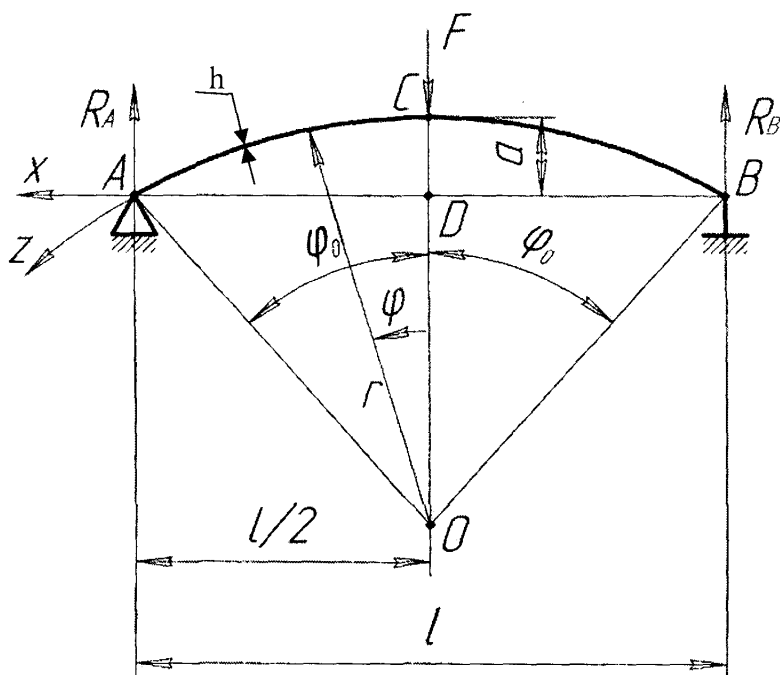


Рис. 5.5. Схема навантаження пружини з шарнірно закріпленими кінцями

Для визначення радіуса кривизни r запишемо співвідношення, що випливає з рис. 5.5.,

$$(l/2)^2 + (r - a)^2 = r^2,$$

звідки

$$r = \frac{l^2 + 4a^2}{8a}. \quad (5.1)$$

Половинний кут φ_0 профілю пружини

$$\varphi_0 = \arcsin \frac{l}{2r} = \arcsin \frac{4al}{l^2 + 4a^2}. \quad (5.2)$$

З умов рівноваги пружини випливає:

$$R_A = \frac{F}{2}; \quad R_B = \frac{F}{2}. \quad (5.3)$$

Переміщення Δ точки C , в якій прикладена сила F , обчислимо методом Мора:

$$\Delta = \frac{1}{EI} \int_{-CB}^{AC} M_1(z) M_F(z) dz, \quad (5.4)$$

де I – осьовий момент інерції поперечного перерізу пружини; z – криволінійна координата, обчислена вздовж осі C_z ; $M_1(z)$ і $M_F(z)$ – згинальні моменти у перерізах пружини, що виникають внаслідок прикладання одиничної сили та сили F у точці C .

Беручи до уваги симетрію механічної системи, а також співвідношення

$$dz = r d\varphi, \quad (5.5)$$

що випливає з рис. 5.5., подаємо залежність (5.4) у вигляді

$$\Delta = \frac{2r}{EI} \int_0^{\varphi_0} M_1(\varphi) M_F(\varphi) d\varphi. \quad (5.6)$$

Згинальний момент у поперечному перерізі пружини, що перебуває під дією сили F ,

$$M_F(x) = \frac{F}{2} \left(\frac{l}{2} - x \right), \quad (5.7)$$

де x – координата перерізу, відрахована уздовж прямолінійної осі Dx (рис.5.5).

Взаємозв'язок координат x і φ виражається співвідношенням

$$x = r \sin \varphi. \quad (5.8)$$

З урахуванням (5.7) і (5.8) записуємо вирази згинальних моментів

$$M_F(\varphi) = \frac{F}{2} \left(\frac{l}{2} - r \sin \varphi \right); \quad M_1(\varphi) = \frac{1}{2} \left(\frac{l}{2} - r \sin \varphi \right) \quad (5.9)$$

$$(-\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_0).$$

Після підстановки (5.9) у (5.6) маємо

$$\Delta = \frac{Fr}{2EI} \int_0^{\varphi_0} \left(\frac{l}{2} - r \sin \varphi \right)^2 d\varphi. \quad (5.10)$$

Знаходячи означений інтеграл у співвідношенні (5.10), одержуємо аналітичну залежність переміщення точки прикладання сили F

$$\Delta = \frac{Fr}{2EI} \left[\frac{l^2 \varphi_0}{4} - lr(1 - \cos \varphi_0) + \frac{r^2}{2} \left(\varphi_0 - \frac{\sin 2\varphi_0}{2} \right) \right]. \quad (5.11)$$

Скориставшись залежністю (5.11), доходимо до формули для визначення жорсткості пружини

$$c = \frac{F}{\Delta} = \frac{8EI}{r[\varphi_0(l^2 + 2r^2) - 4lr(1 - \cos \varphi_0) - r^2 \sin 2\varphi_0]}. \quad (5.12)$$

5.3.2. Визначення жорсткості пружини віброізолятора з защемленням кінців пружини на опорних кільцях. У цьому випадку можна вважати, що один з кінців пружини защемлений в нерухомій основі, а другий кінець закріплений з можливістю лише поступального переміщення уздовж осі труби (рис. 5.6, а). Дана механічна система є двічі статично невизначеною. Як основну систему такої пружини можна розглядати конструкцію, подану на рис. 5.4.

У зв'язку з симетрією конструкції пружини та симетрією її навантажень мають місце рівності

$$R_A = R_B = \frac{F}{2}; \quad M_A = M_B. \quad (5.13)$$

Згинальні моменти, що виникають в пружині внаслідок прикладення до основної системи сили F і одиничних моментів $M_A = M_B = 1$, виражаються залежностями

$$M_F(\varphi) = \frac{F}{2} \left(\frac{l}{2} - r \sin \varphi \right); \quad M_1(\varphi) = 1 \quad (-\varphi_0 \leq \varphi \leq \varphi_0). \quad (5.14)$$

Епюри згинальних моментів зображені на рис. 5.6., б, в.

Для знаходження опорних реакцій M_A і M_B запишемо канонічне рівняння методу сил у вигляді

$$\delta_{11} M_A + \Delta_{1F} = 0, \quad (5.15)$$

де

$$\delta_{11} = \frac{2r}{EI} \int_0^{\varphi_0} M_1^2(\varphi) d\varphi; \quad (5.16)$$

$$\Delta_{1F} = -\frac{2r}{EI} \int_0^{\varphi_0} M_1(\varphi) M_F(\varphi) d\varphi. \quad (5.17)$$

Після підстановки залежностей (5.14) до виразів (5.16) і (5.17) та обчислення означених інтегралів одержимо

$$\delta_{11} = \frac{2r\varphi_0}{EI}; \quad (5.18)$$

$$\Delta_{1F} = -\frac{Fr}{EI} \left[\frac{l}{2} \varphi_0 - r(1 - \cos \varphi_0) \right]. \quad (5.19)$$

З врахуванням (5.15), (5.18), (5.19), а також другого співвідношення (5.13), одержуємо

$$M_A = M_B = \frac{F}{2\varphi_0} \left[\frac{l}{2} \varphi_0 - r(1 - \cos \varphi_0) \right] \quad (5.20)$$

Сумарний згинальний момент у поперечному перерізі криволінійного стержня знаходимо як алгебраїчну суму згинальних моментів, викликаних реакціями опор у вигляді сил та реакціями опор у вигляді моментів, тобто

$$M(\varphi) = M_F(\varphi) - M_1(\varphi)M_A. \quad (5.21)$$

Підставляючи першу залежність (5.14) та співвідношення (5.20) до рівності (5.21), одержуємо

$$M(\varphi) = \frac{Fr}{2} \left[\frac{1}{\varphi_0} (1 - \cos \varphi_0) - \sin \varphi \right]. \quad (5.22)$$

Переміщення Δ точки C , в якій прикладена сила F , обчислюємо з урахуванням (5.22) методом Мора [8]:

$$\Delta = \frac{Fr^3}{2EI} \int_0^{\varphi_0} \left[\frac{1}{\varphi_0} (1 - \cos \varphi_0) - \sin \varphi \right]^2 d\varphi. \quad (5.23)$$

Обчислюючи інтеграл у формулі (5.23), одержуємо

$$\Delta = \frac{Fr^3}{2EI} \left[\frac{\varphi_0}{2} - \frac{(1 - \cos \varphi_0)^2}{\varphi_0} - \frac{\sin 2\varphi_0}{4} \right]. \quad (5.24)$$

Скориставшись залежністю (5.24), визначимо жорсткість пружини

$$c = \frac{F}{\Delta} = \frac{8EI\varphi_0}{r^3 [2\varphi_0^2 - 4(1 + \cos \varphi_0)^2 - \varphi_0 \sin 2\varphi_0]}. \quad (5.25)$$

Отже, жорсткість пружного елемента з шарнірно закріпленими кінцями визначається за формулою (5.12), а жорсткість пружного елемента, кінці якого защемлені з можливістю поступального зміщення уздовж лінії опор, – за формулою (5.25). Значення радіуса кривизни осі пружини r і половинного кута її профілю φ_0 знаходимо за залежностями (5.1) і (5.2).

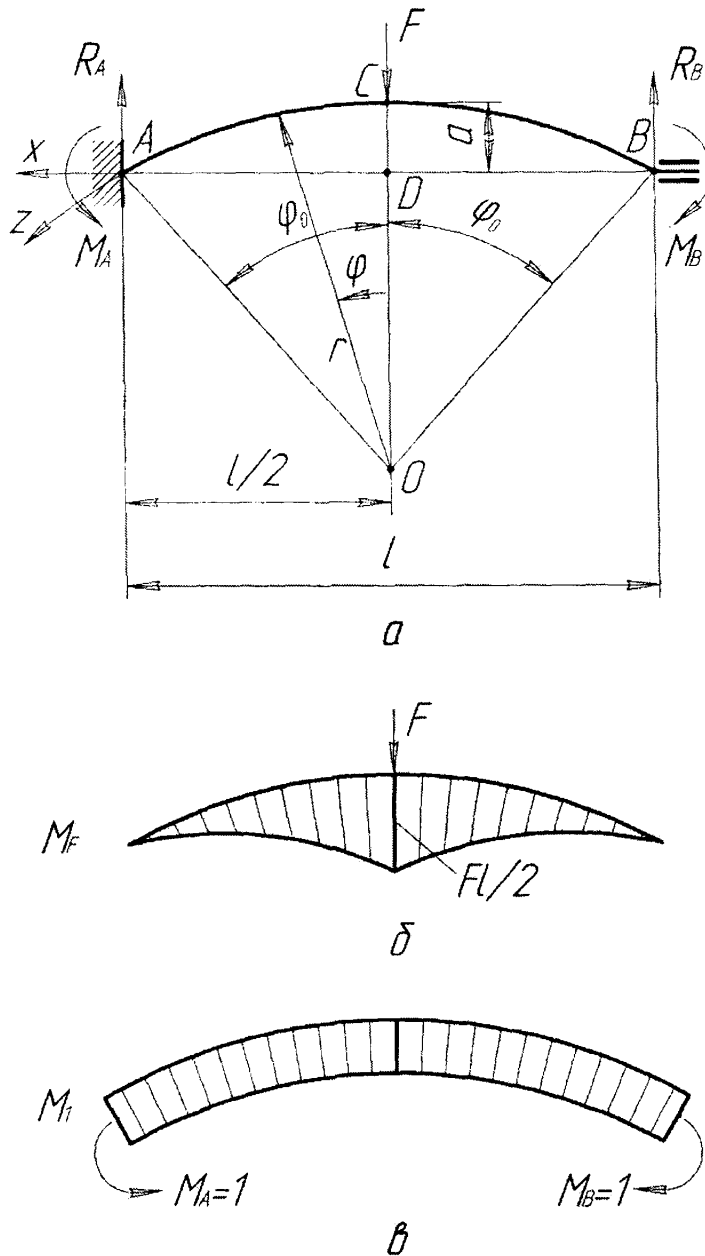


Рис. 5.6. Схема навантаження пружини, кінці якої защемлені на опорних кільцях віброізолятора, та епюри згинальних моментів, що виникають від дії на основну систему навантаження F і одиничних моментів $M_A = M_B = 1$

5.3.3. Визначення жорсткості віброізолятора. Розглянемо віброізолятор (рис. 5.7.) в положенні, коли зміщення осі насосно-компресорної труби відносно осі обсадної труби становить Δ . На рисунку r –

зовнішній радіус насосно-компресорної труби; R – внутрішній радіус обсадної труби; β – кут нахилу осі розглядуваної пружини до лінії центрів поперечних перерізів труб. Будемо вважати, що висота пружин вибрана за умови забезпечення сталого контакту пружин з внутрішньою поверхнею обсадної колони. За рахунок цього збільшується жорсткість віброізолятора.

Скориставшись позначеннями, прийнятими на рис.5.7, згідно з теоремою косинусів запишемо:

$$OA^2 = O_1O^2 + O_1A^2 - 2 \cdot O_1O \cdot O_1A \cdot \cos\beta. \quad (5.26)$$

Оскільки $O_1O = \Delta$, $OA = R$, залежність (5.26) набирає вигляду

$$R^2 = \Delta^2 + O_1A^2 - 2\Delta O_1A \cos\beta. \quad (5.27)$$

Розв'язуючи квадратне рівняння (27) відносно O_1A , знаходимо

$$O_1A(\beta) = \Delta \cos\beta \pm \sqrt{\Delta^2 \cos^2 \beta + R^2 - \Delta^2}. \quad (5.28)$$

Знак „мінус” при квадратному корені у формулі (5.28) відкидаємо, оскільки він суперечить фізичному змістові задачі.

Абсолютна деформація пружини

$$\delta(\beta) = R - O_1A(\beta) = R - \Delta \cos\beta - \sqrt{\Delta^2 \cos^2 \beta + R^2 - \Delta^2}. \quad (5.29)$$

Складову сили пружності даної пружини, направлену паралельно до осі Ox , записуємо з урахуванням (5.29) у вигляді

$$F(\beta) = c\delta(\beta)\sin(\beta - 90^\circ) = -c\delta(\beta)\cos(\beta), \quad (5.30)$$

де c – жорсткість пружини.

Підставляючи залежність (5.29) до співвідношення (5.30), одержуємо

$$F(\beta) = -c \left(R - \Delta \cos\beta - \sqrt{\Delta^2 \cos^2 \beta + R^2 - \Delta^2} \right) \cos\beta. \quad (5.31)$$

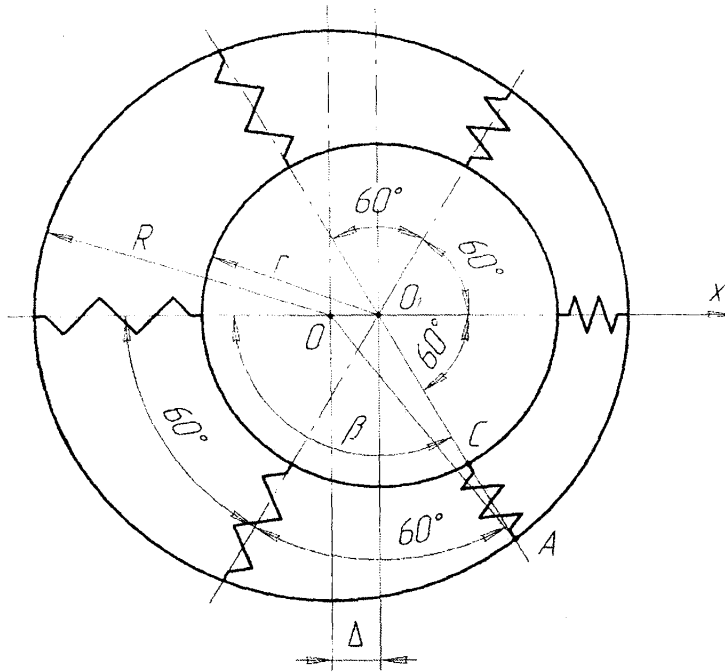


Рис. 5.7. Схема віброізолятора в zdeформованому стані

Сумарна сила, що розвивається шістьма пружинами в напрямку, паралельному до осі Ox , буде

$$F_{\Sigma}(\beta) = \sum_{i=0}^5 F\left(\beta + \frac{\pi}{3}i\right). \quad (5.32)$$

З урахуванням залежності (5.32) знаходимо жорсткість віброізолятора:

$$c_{\Sigma}(\beta) = \frac{F_{\Sigma}(\beta)}{\Delta} = \frac{1}{\Delta} \sum_{i=0}^5 F\left(\beta + \frac{\pi}{3}i\right). \quad (5.33)$$

Підставляючи до формули (5.33) вираз сили пружини (5.31), одержуємо

$$c_{\Sigma}(\beta) = -\frac{c}{\Delta} \sum_{i=0}^5 \left[R - \Delta \cos\left(\beta + \frac{\pi}{3}i\right) - \sqrt{\Delta^2 \cos^2 \beta + R^2 - \Delta^2} \right] \cos\left(\beta + \frac{\pi}{3}i\right). \quad (5.34)$$

Беручи до уваги співвідношення

$$\cos(\beta) = -\cos(\beta + \pi);$$

$$\cos\left(\beta + \frac{\pi}{3}\right) = -\cos\left(\beta + \frac{4\pi}{3}\right);$$

$$\cos\left(\beta + \frac{2\pi}{3}\right) = -\cos\left(\beta + \frac{5\pi}{3}\right),$$

спрощуємо формулу (5.34) до вигляду

$$c_{\Sigma}(\beta) = 2c \left[\cos^2 \beta + \cos^2\left(\beta + \frac{\pi}{3}\right) + \cos^2\left(\beta + \frac{2\pi}{3}\right) \right]. \quad (5.35)$$

Виконуючи у вигляді (5.35) перетворення тригонометричних функцій, доходимо рівності

$$c_{\Sigma}(\beta) = 3c. \quad (5.36)$$

Як видно з формули (5.36), жорсткість віброізолятора не залежить від кута β . Вона є однаковою для усіх радіальних напрямків переміщення насосно-компресорної труби відносно обсадної труби.

5.3.4. Дослідження міцнісних і жорсткісних характеристик пружних елементів віброізолятора. Для виготовлення пружин віброізолятора колони насосно-компресорних труб можна рекомендувати полосову сталь 65Г розмірами поперечного перерізу $b \times h = 40 \times 4$ мм. Даний матеріал має такі механічні характеристики: $\sigma_T = 800$ МПа, $[\sigma] = 500$ МПа. Результати визначення допустимого навантаження $[F]$ на пружину, допустимого прогину $[\Delta]$ пружини в точці прикладання навантаження, а також жорсткості c_{Σ} пружини для певного діапазону значень робочої довжини l і висоти a пружини подані в табл. 5.2. та табл. 5.3. Розглянуто випадки, коли кінці пружини закріплені шарнірно та коли вони защемлені на рухомих опорних кільцях.

Таблиця 5.2.

Технічні характеристики віброізолятора з пружинами, кінці яких шарнірно закріплені на опорних кільцях

$b \cdot h,$ мм·мм	$l,$ мм	$a,$ мм	$[F],$ Н	$[\Delta],$ мм	$c,$ Н/мм	$c_{\Sigma},$ Н/мм
40-4	300	0	711,111	8,929	79,644	238,933
		10	711,111	8,936	79,574	238,722
		20	711,111	8,960	79,368	238,104
		30	711,111	8,997	79,040	237,121
		40	711,111	9,046	79,613	235,839
		50	711,111	9,104	79,114	234,341
40-4	400	0	533,333	15,873	33,600	100,800
		10	533,333	15,881	33,583	100,750
		20	533,333	15,904	33,534	100,601
		30	533,333	15,943	33,453	100,360
		40	533,333	15,994	33,345	100,035
		50	533,333	16,058	33,213	99,64
40-4	500	0	426,667	24,802	17,203	51,610
		10	426,667	24,810	17,198	51,593
		20	426,667	24,833	17,181	51,544
		30	426,667	24,802	17,155	51,610
		40	426,667	24,925	17,118	51,354
		50	426,667	24,991	17,073	51,218
40-4	600	0	355,556	35,714	9,956	29,867
		10	355,556	35,722	9,953	29,860
		20	355,556	35,746	9,947	29,840
		30	355,556	35,785	9,936	29,808
		40	355,556	35,839	9,921	29,763
		50	355,556	35,907	9,902	29,707
40-4	700	0	304,762	48,611	6,269	18,808
		10	304,762	48,619	6,269	18,805
		20	304,762	48,643	6,265	18,796
		30	304,762	48,682	6,260	18,781
		40	304,762	48,736	6,253	18,760
		50	304,762	48,805	6,244	18,733

Продовження таблиці 5.2.

1	2	3	4	5	6	7
$b \cdot h$, мм·мм	l , мм	a , мм	$[F]$, Н	$[\Delta]$, мм	c , Н/мм	c_{Σ} , Н/мм
40-5	300	10	1111,00	7,149	155,418	466,254
		20	1111,00	7,168	155,015	465,046
		30	1111,00	7,197	154,376	463,127
		40	1111,00	7,237	153,541	460,624
		50	1111,00	7,283	152,566	457,697
40-5	400	0	833,333	12,698	65,625	196,875
		10	833,333	12,705	65,592	196,777
		20	833,333	12,724	65,495	196,486
		30	833,333	12,754	65,338	196,015
		40	833,333	12,795	65,127	195,382
		50	833,333	12,846	64,870	194,609
40-5	500	0	666,667	19,841	33,600	100,800
		10	666,667	19,848	33,589	100,768
		20	666,667	19,866	33,557	100,672
		30	666,667	19,897	33,505	100,515
		40	666,667	19,940	33,434	100,301
		50	666,667	19,993	33,345	100,035
40-5	600	0	555,556	28,571	19,444	58,333
		10	555,556	28,578	19,440	58,320
		20	555,556	28,597	19,427	58,282
		30	555,556	28,628	19,406	58,218
		40	555,556	28,671	19,377	58,131
		50	555,556	28,725	19,340	58,021
40-5	700	0	476,19	38,889	12,245	36,735
		10	476,19	38,895	12,243	36,729
		20	476,19	38,914	12,237	36,711
		30	476,19	38,946	12,227	36,681
		40	476,19	38,989	12,213	36,640
		50	476,19	39,044	12,196	36,589

Примітки:

1. Допустиме напруження для матеріалу пружин прийняте рівним $[\sigma]$ - 500 МПа.
2. Віб्रोізолятор налічує шість рівномірно зосереджених по контурах опорних кілець пружин.

Таблиця 5.3.

Технічні характеристики віброізолятора з пружинами,
кінці яких зацемлені на опорних кільцях

$b \cdot h$, мм·мм	l , мм	a , мм	[F], Н	[Δ], мм	c , Н/мм	c_{Σ} Н/мм
40·4	300	0	1422,00	4,464	318,566	955,699
		10	1420,00	4,474	317,449	952,348
		20	1414,00	4,501	314,115	942,345
		30	1404,00	4,547	308,724	926,164
		40	1390,00	4,610	301,493	904,480
		50	1373,00	4,690	292,712	878,135
40·4	400	0	1067,00	7,937	134,400	403,200
		10	1066,00	7,946	134,132	402,395
		20	1063,00	7,973	133,334	400,002
		30	1059,00	8,019	132,027	396,080
		40	1053,00	8,083	130,242	390,725
		50	1045,00	8,165	128,021	384,064
40·4	500	0	853,329	12,401	68,812	206,436
		10	852,879	12,410	68,725	206,175
		20	851,520	12,438	68,462	205,378
		30	849,272	12,484	68,030	204,089
		40	846,161	12,548	67,434	202,301
		50	842,221	12,630	66,684	200,051
40·4	600	0	711,111	17,857	39,822	119,467
		10	710,848	17,866	39,787	119,361
		20	710,060	17,894	39,681	119,044
		30	708,755	17,940	39,506	118,519
		40	706,942	18,005	39,264	117,793
		50	704,634	18,087	38,958	116,874
40·4	700	0	609,524	24,306	25,078	75,233
		10	609,358	24,315	25,061	75,184
		20	608,862	24,343	25,012	75,037
		30	608,038	24,389	24,931	74,793
		40	606,891	24,453	24,818	74,455
		50	605,427	24,536	24,675	74,026
40·5	300	0	2222,00	3,571	622,222	1867,00
		10	2219,00	3,579	620,018	1860,00
		20	2209,00	3,601	613,506	1841,00
		30	2193,00	3,637	602,971	18,09,00
		40	2172,00	3,688	588,854	1767,00
		50	2145,00	3,752	571,703	1715,00

Продовження таблиці 5.3.

1	2	3	4	5	6	7
$b \cdot h$, мм·мм	l , мм	a , мм	[F], Н	[Δ], мм	c , Н/мм	c_{Σ} Н/мм
40·5	400	0	1667,00	6,349	262,500	787,500
		10	1665,00	6,357	261,976	785,928
		20	1661,00	6,379	260,418	781,254
		30	1654,00	6,416	257,865	773,594
		40	1645,00	6,467	254,378	763,135
		50	1633,00	6,532	250,041	750,124
40·5	500	0	1333,00	9,921	134,400	403,200
		10	1333,00	9,928	134,228	402,685
		20	1333,00	9,950	133,716	401,147
		30	1327,00	9,987	132,871	398,612
		40	1322,00	10,038	131,707	395,120
		50	1316,00	10,104	130,242	390,725
40·5	600	0	1111,00	14,286	77,778	233,333
		10	1111,00	14,293	77,709	233,126
		20	1109,00	14,315	77,502	232,507
		30	1107,00	14,352	77,161	231,483
		40	1105,00	14,404	76,688	230,065
		50	1101,00	14,470	76,090	228,269
40·5	700	0	952,381	19,444	48,980	146,939
		10	952,122	19,452	48,948	146,843
		20	951,346	19,474	48,852	146,556
		30	950,059	19,511	48,694	146,081
		40	948,267	19,563	48,473	145,420
		50	945,980	19,629	48,194	144,581

Примітки:

1. Допустиме напруження для матеріалу пружин прийняте рівним $[\sigma] = 500$ МПа.
2. Віброізолятор налічує шість рівномірно розсосереджених по контурах опорних кілець пружин.

В лабораторних умовах проведено дослідження жорсткості пружин віброізолятора (див. рис. 5.8.).

Результати експериментального визначення прогинів пружин віброізолятора приведені в таблиці 5.4.

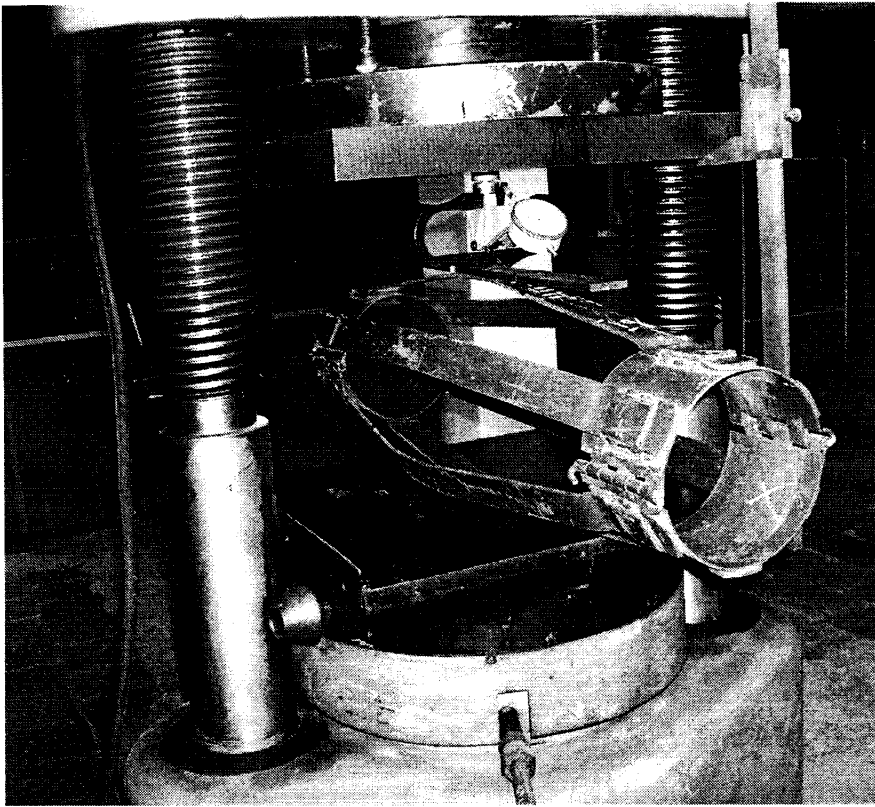


Рис. 5.8. Дослідження жорсткості пружин віброізолятора

Таблиця 5.4

Результати експериментального визначення прогинів пружин
віброізолятора

F, кг	Δ , мм (пол.1)	Δ , мм ,(пол.2)	Δ , мм(пол.3)
0	0	0	0
M*	5.5	5	4
10	10.5	10	9
20	13.5	14.5	11.5
30	15.5	16	14
40	19.5	19	17
50	22	22	19.5
60	24.5	25.5	22
70	27	29	25
80	29.5	33	28.5
90	34	35.5	32.5
100	35.5	37.5	36
110	37.5	40	38.5

M* - власна вага віброізолятора плюс вага динамометра плюс вага допоміжної пластини

Результати проведених розрахунків показали, що для насосно-компресорних труб зовнішнім діаметром 114,3 мм, які встановлюються в обсадні труби внутрішнім діаметром 156... 144 мм, середній радіальний зазор становить 21... 15 мм. Якщо товщина опорного кільця віброізолятора дорівнює 6,5 мм, а товщина планки пружини - 4 мм, то радіальне переміщення насосно-компресорної труби від її співвісного з обсадною трубою положення становить 10,5...4,5 мм. Отже, допустима деформація пружини повинна дорівнювати 21... 9 мм. Як видно з табл. 5.5, такій допустимій деформації відповідають пружини робочою довжиною 450.. .630 мм.

На основі проведених досліджень запропоновані конструкції виготовлення віброізоляторів двох типів: а) віброізолятор з пружинами, одні кінці яких защемлені на опорних кільцях, а другі - вільні; б) віброізолятор з пружинами, обидва кінці яких защемлені в опорних кільцях. З метою підвищення жорсткості віброізолятора доцільно надавати перевагу конструкції другого типу. Робочу довжину пружин та зовнішній діаметр віброізолятора доцільно добирати згідно з таб. 5.5.

Таблиця 5.5.

Залежність робочої довжини пружини і зовнішнього діаметра віброізолятора від товщини стінки обсадної труби

Обсадна труба			Зовнішній діаметр насосно-компресорної труби, мм	Робоча довжина пружини, мм	Зовнішній діаметр віброізолятора, мм
Зовнішній діаметр, мм	товщина стінки, мм	внутрішній діаметр			
168	6	156	114	630	177
	7	154	114	600	173
	8	152	114	570	169
	9	150	114	540	165
	10	148	114	510	161
	11	146	114	480	157
	12	144	114	450	153

Запропонований типорозмір віброізолятора з пружинами, обидва кінці яких защемлені на опорних кільцях, орієнтований для такої комбінації обсадних і насосно-компресорних труб:

- обсадна труба зовнішнім діаметром 168 мм, товщиною стінки 6, 7, 8, 9, 10, 11 або 12мм;
- насосно-компресорна труба зовнішнім діаметром 114 мм.

5.4. Імпульсно-хвильовий метод діагностики щільності муфтових з'єднань

Метод діагностики технічного стану різьбових з'єднань колони насосно-компресорних труб, здійснюється за рахунок імпульсної взаємодії на колону за допомогою спеціального імпульсно-хвильового пристрою [115]. Цей пристрій для приведення в робочий стан з'єднується з верхнім кінцем колони і утримується на канатах за допомогою вантажопідйомної установки. Збуджена лінійним електродвигуном пристрою хвиля пружних деформацій розповсюджується по колоні до її нижнього кінця і відбиваючись повертається до верхнього краю колони. По характеру відбитої хвилі можна зробити висновки про технічний стан різьбових з'єднань насосно-компресорних труб.

Розглянемо математичну модель механічної системи, в яку входять підйомна установка, імпульсно-хвильовий пристрій і колона насосно-компресорних труб. Проведемо аналіз динамічних процесів, використовуючи континуально-дискретну розрахункову модель, представлену на рис.5.9, де m_1 -приведена до кронблоку маса вишки підйомної установки; m_k , m_a , m_r – відповідно маси корпусу, якоря і реактора імпульсно-хвильового пристрою (значення m_k – визначається з врахуванням маси крюка установки); m_t - маса труби, з'єднання якої з колоною розслаблене; c_b - жорсткість вишки; c_{s1} , c_{s2} , c_{s12} - жорсткість елементів, за допомогою яких враховуються пружні властивості талевого каната; c_{r1} , c_{r2} – жорсткості пружин, утримуючих реактор

в корпусі; c_{a1} , c_{a2} – жорсткості упорів, обмежуючих переміщення якоря відносно корпусу; c_{r1} , c_{r2} – контактні жорсткості деталей різьбового з'єднання; v_b , v_{s1} , v_{s2} , v_{s12} , v_{r1} , v_{a1} , v_{r1} , v_{r2} – коефіцієнти лінійного опору відповідних елементів системи; l – довжина колони насосно-компресорних труб; y_1 , y_k , y_r , y_t – координати руху ланок, які представлені як тверді тіла; x – поздовжня координата колони, початок якої розташовано в її верхньому крайньому перерізі.

З урахуванням схеми запасовки каната талевому механізму підйомної установки визначаєм коефіцієнт жорсткості і коефіцієнти демпфування

v_{s1} , v_{s2} , v_{s12} :

$$\begin{aligned} c_{s1} &= 2(k+2)c_s, & c_{s2} &= -2kc_s, & c_{s12} &= k(k+2)c_s; \\ v_{s1} &= 2(k+2)v_s, & v_{s2} &= -2kv_s, & v_{s12} &= k(k+2)v_s, \end{aligned} \quad (5.37)$$

де c_s і v_s – жорсткість і коефіцієнт демпфування робочої частини каната; k – кратність поліспасти.

Під час роботи пристрою якір може вільно переміщатися відносно корпусу в осьовому напрямку на відстань ϵ . Пружини, жорсткості яких складають c_{r1} і c_{r2} , працюють тільки на стиск в заданих діапазонах деформацій.

Рівняння руху приведеної маси вишки має вигляд

$$m_1 \frac{d^2 y_1}{dt^2} + v_b \frac{dy_1}{dt} + c_b y_1 - (k+2)F_s = \delta c_b, \quad (5.38)$$

де F_s – зусилля в талевому канаті; δ – статична деформація вишки під дією сил власної ваги. Значення F_s знаходимо за допомогою відношення:

$$F_s = k(c_s y_k + v_s V_k) - (k+2)(c_s y_1 + v_s V_1) \text{ якщо } \Delta > 0; F_s = 0, \text{ якщо } \Delta \leq 0, \quad (5.39)$$

де v_1 і v_k – швидкість руху приведеної маси вишки і корпусу імпульсно-хвильового пристрою; $\Delta = ky_k - (k+2)y_1$ – абсолютне видовження каната.

Якщо виконуються умова

$$y_k = y_r, \quad -F_{r10} < F_{ar} - m_r \frac{d^2 y_r}{dt^2} < F_{r20}, \quad (5.40)$$

де F_{ar} – зусилля електромагнітної взаємодії якоря і реактора; F_{r10} і F_{a20} – зусилля попереднього стиску пружин жорсткостями c_{r1} , c_{r2} , маси корпусу і реактора здійснюють спільний рух ($y_k = y_r$), які описуються рівнянням

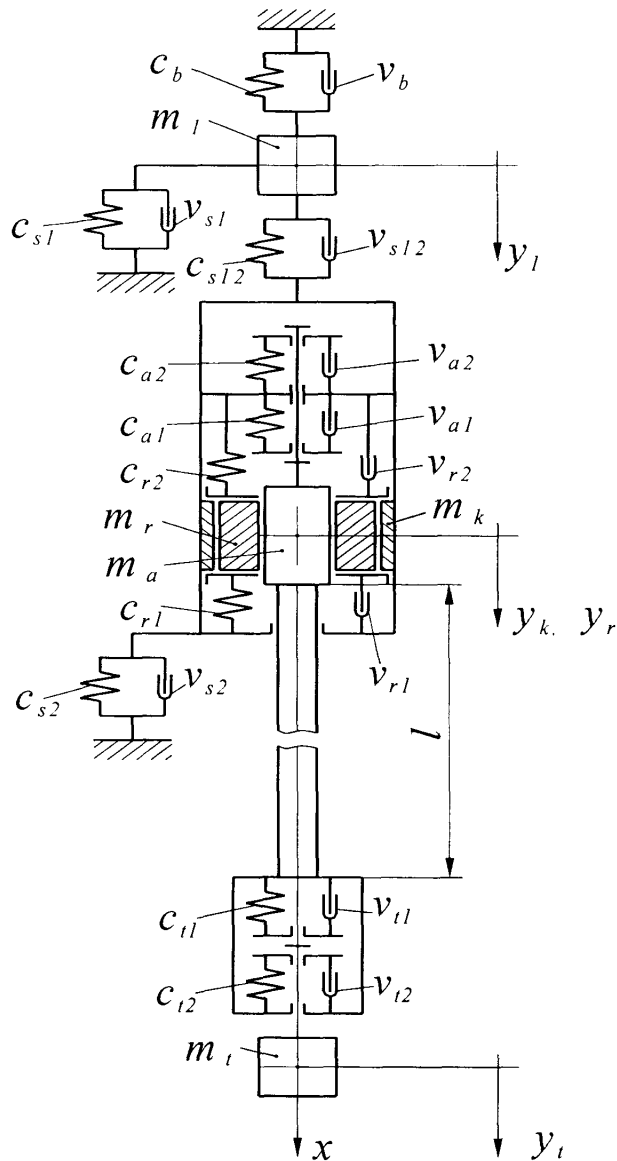


Рис. 5.9. Розрахункова схема механічної системи, утвореною вантажопідійомною установкою, імпульсно-хвильовим пристроєм і колоною насосно-компресорних труб

$$(m_k + m_r) \frac{d^2 y_k}{dt^2} + kF_s - F_{ka} = (m_k + m_r)g + F_{ar}, \quad (5.41)$$

де F_{ka} – сила взаємодії корпусу з якорем; g – прискорення вільного падіння. Якщо порушується одно з нерівностей, які входять в умову (5.39), то виникають додаткові деформації пружин. Тоді рівняння руху елементів масами m_k , m_r будуть

$$m_k \frac{d^2 y_k}{dt^2} + kF_s - F_{ka} - F_{kr} = m_k g; \quad m_r \frac{d^2 y_r}{dt^2} + F_{kr} = F_{ar} + m_r g, \quad (5.42)$$

де F_{kr} – сила взаємодії корпусу з реактором,

$$F_{kr} = F_{r10} + c_{r1}(y_r - y_k) + v_{r1}(v_r - v_k), \quad \text{якщо } y_r - y_k > 0;$$

$$F_{kr} = -F_{r20} + c_{r2}(y_r - y_k) + v_{r2}(v_r - v_k), \quad \text{якщо } y_r - y_k < 0, \quad (5.43)$$

де v_r – швидкість руху реактора.

Рівняння руху колони запишемо у вигляді

$$\frac{a^2}{l^2} \frac{\partial^2 u}{\partial \xi^2} + \mu \frac{a^2}{l^2} \frac{\partial^3 u}{\partial \xi^2 \partial t} - 2b \frac{\partial u}{\partial t} - \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = -q, \quad (5.44)$$

де u – переміщення перерізу колони в напрямку осі x , яке розглядаєм як функцію відносної координати $\xi = x / l$ і часу; a – швидкість розповсюдження хвилі пружних деформацій; μ – коефіцієнт характеризуючий розсіювання енергії в матеріалі згідно гіпотези Фойхта; b – коефіцієнт лінійного опору руху колони в свердловині; q – функція, за допомогою якої враховується розподілене навантаження.

Граничні умови інтегрування рівнянь (5.42) запишемо у вигляді

$$m_a \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \frac{EA}{l} \left(\frac{\partial u}{\partial \xi} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial \xi \partial t} \right) + F_{ka} + F_{ar} = 0, \quad \text{якщо } \xi = 0;$$

$$\frac{EA}{l} \left(\frac{\partial u}{\partial \xi} - \mu \frac{\partial^2 u}{\partial \xi \partial t} \right) - F_{kt} = 0, \quad \text{якщо } \xi = 1, \quad (5.45)$$

де E – модуль пружності матеріала насосно-компресорних труб першого роду; A – площа поперечного перерізу колони; F_{kt} – зусилля

взаємодії нижнього кінця колони з трубою через розслаблене різьбове з'єднання,

$$F_{kt} = c_{t1}(y_t - u(1,t)) + v_{t1} \left(\frac{dy_t}{dt} - \frac{\partial u(1,t)}{\partial t} \right), \text{ якщо } y_t > u(1,t);$$

$$F_{kt} = 0, \text{ якщо } u(1,t) - \delta_t \leq y_t \leq u(1,t);$$

$$F_{kt} = c_{t2}(y_t - u(1,t) + \delta_t) + v_{t1} \left(\frac{dy_t}{dt} - \frac{\partial u(1,t)}{\partial t} \right), \text{ якщо } y_t < u(1,t) - \delta_t. \quad (5.46)$$

Рівняння руху труби масою m_t має вигляд

$$m_t \frac{d^2 y_t}{dt^2} + F_{kt} = 0. \quad (5.47)$$

Зусилля взаємодії корпусу з якорем пристрою визначаємо за допомогою співвідношення:

$$F_{ka} = -c_{a2} \Lambda + v_{a2} \left(\frac{\partial u_1(0,t)}{\partial t} - v_k \right), \text{ якщо } \Lambda < 0; \quad F_{ka} = 0, \text{ якщо } 0 \leq \Lambda \leq \varepsilon;$$

$$F_{ka} = -c_{a1}(\Lambda - \varepsilon) + v_{a1} \left(\frac{\partial u_1(0,t)}{\partial t} - v_k \right), \text{ якщо } \Lambda > \varepsilon, \quad (5.48)$$

де Λ - переміщення корпусу відносно якоря (рахуємо, що в момент дотику якоря з упором з жорсткістю c_{a2} значення параметра Λ рівно нулю).

Як показує досвід, достатню точність розрахунку можна дістати, задаючи імпульсне навантаження у вигляді

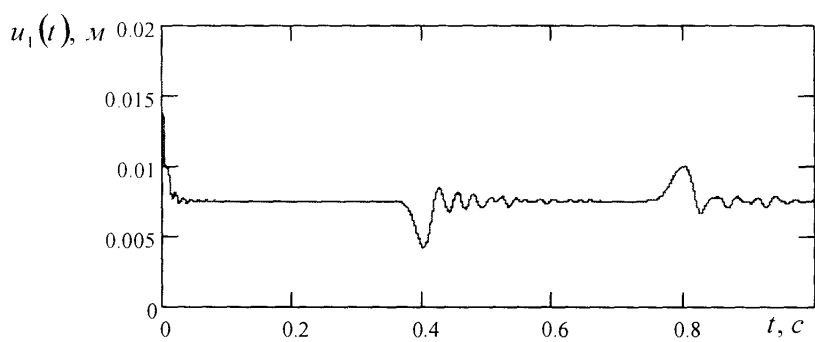
$$F_{ar} = F_{ar0} \sin^2 \omega t, \text{ якщо } \omega t \leq \pi; \quad F_{ar} = 0, \text{ якщо } \omega t > \pi, \quad (5.49)$$

де F_{ar0} , ω - амплітуда і циклічна частота імпульса.

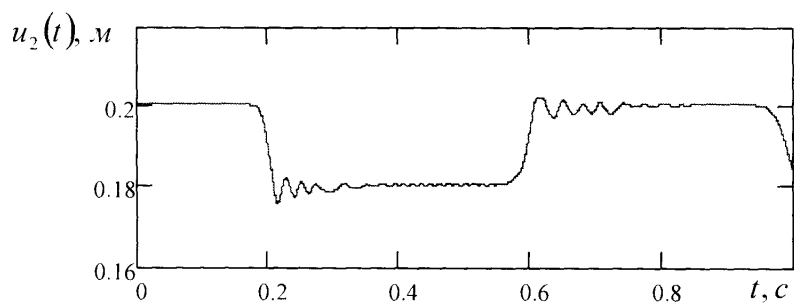
Таким чином, аналіз динамічних процесів в механічній системі підйомної установки з імпульсно-хвильовим пристроєм і колоною насосно-компресорних труб зводиться до спільного інтегрування рівнянь (5.38), (5.41), (5.44), (5.47) з врахуванням алгебраїчних і диференціальних співвідношень (5.39), (5.40), (5.43), (5.45), (5.46), (5.48), (5.49) і відповідних початкових умов. Рішення рівняння в часткових похідних (5.44) здійснюємо

методом скінченних елементів, в якому апроксимація невідомих функцій виконується методом зважених нев'язок [54, 147].

На рисунках 5.10 – 5.12 зображені часові залежності параметрів динамічного процесу, що відбувається в ліфтовій колоні під час роботи імпульсно-хвильового пристрою.

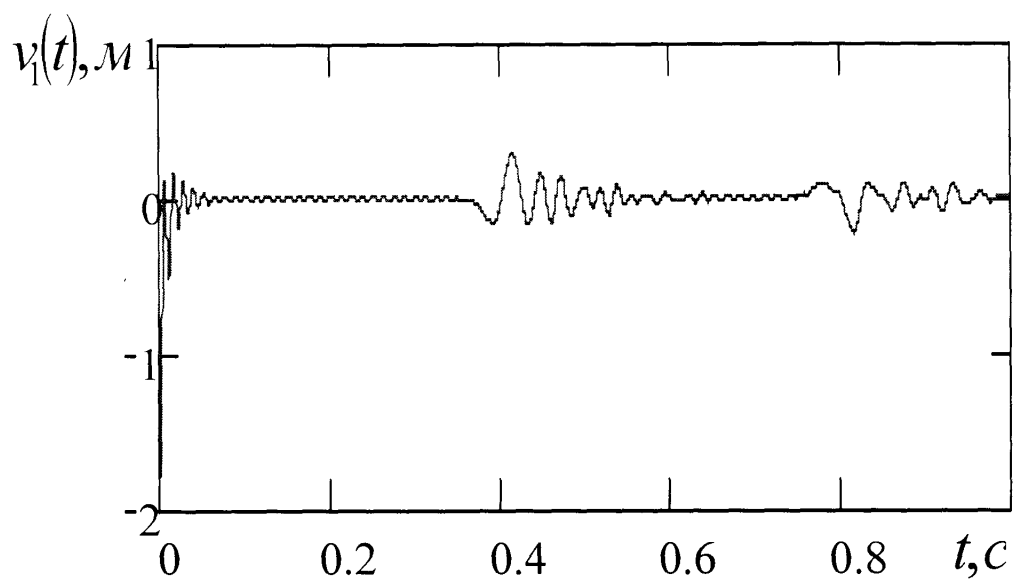


a

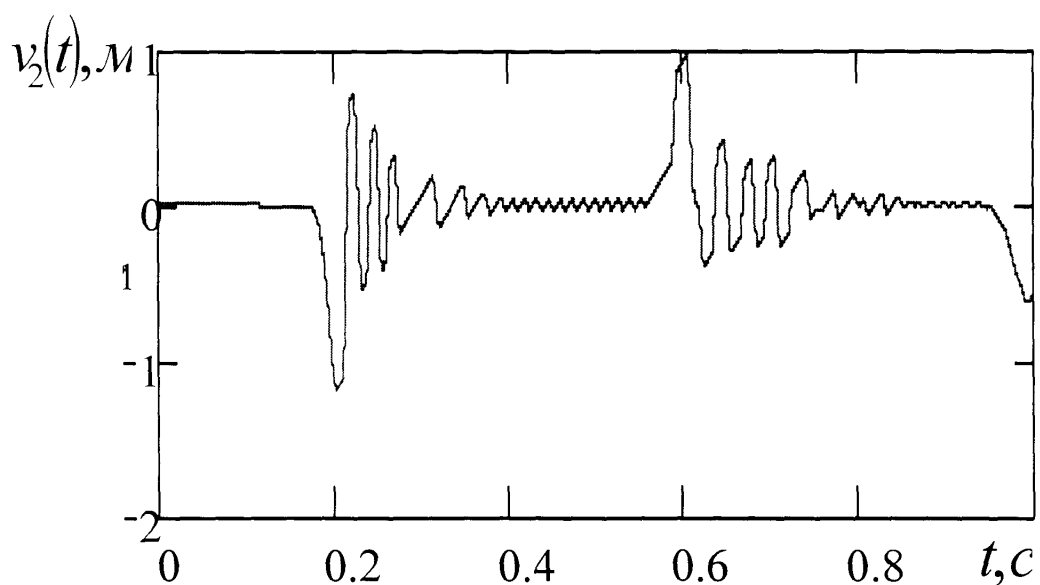


б

Рис. 5.10. Часові залежності переміщень крайнього верхнього перерізу ліфтової колони (*a*) і перерізу, що знаходиться безпосередньо біля розслабленого муфтового з'єднання (*б*)



a



б

Рис. 5.11. Часові залежності швидкостей крайнього верхнього перерізу ліфтової колони (*a*) і перерізу, що знаходиться безпосередньо біля розслабленого муфтового з'єднання (*б*)

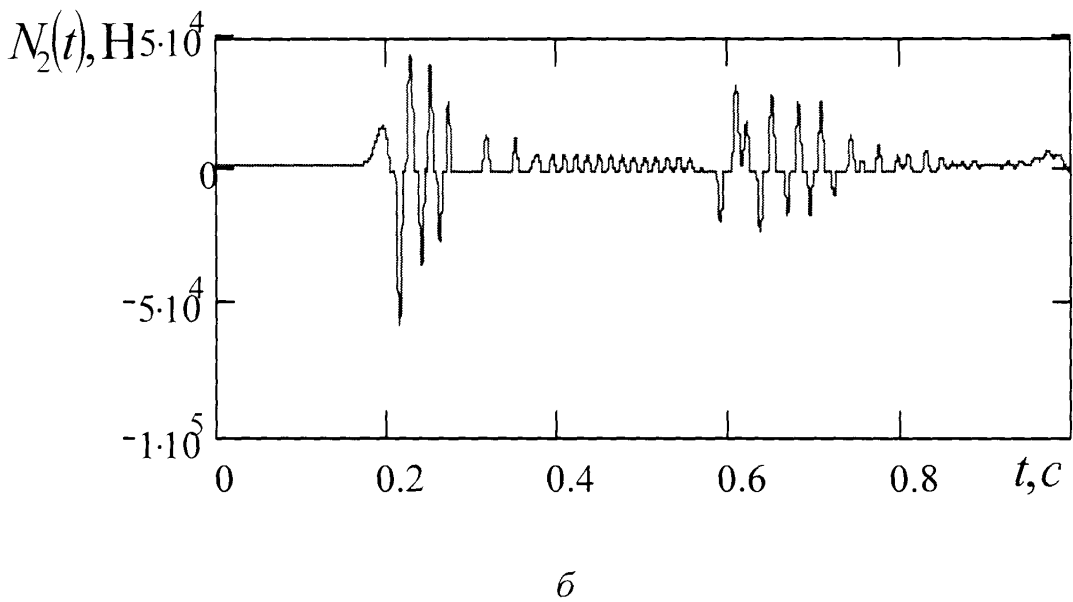
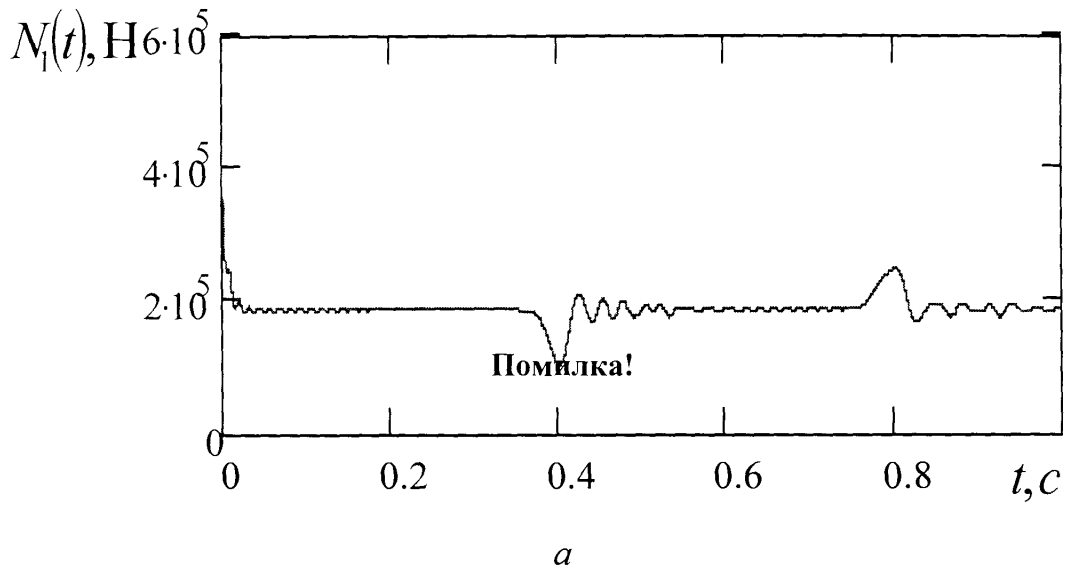


Рис. 5.12. Часові залежності поздовжніх зусиль у крайньому верхньому перерізі ліфтової колони (*a*) і перерізі, що знаходиться безпосередньо біля розслабленого муфтового з'єднання (*б*)

Запропонована методика діагностики технічного стану муфтових з'єднань полягає у тому, що до верхнього кінця колони прикладається імпульсне навантаження і на цьому ж кінці реєструються внутрішні зусилля в трубі. Якщо внаслідок ослаблення з'єднання поблизу нижнього кінця колони утворюється зазор, то ударні явища, які виникають в місці зазороутворення, проявляються на формі зворотної хвилі деформацій та на часових залежностях переміщень, швидкостей і внутрішніх зусиль (рис. 5.10 – 5.12).

5. Висновки

1. Жорсткість пружини з защемленими на опорних кільцях кінцями приблизно в 4 рази перевищує жорсткість пружини таких самих розмірів, кінці якої шарнірно закріплені на вказаних кільцях. Це вказує на доцільність застосування віброізоляторів з пружинами, кінці яких защемлені, а також на необхідність строгого врахування умов закріплення кінців пружини при визначенні жорсткості віброізолятора.

2. Висота пружини a майже не впливає на її жорсткість, а також на допустиму силу притискання та на допустиму деформацію пружини. Отже, в процесі деформування пружини її жорсткість майже не змінюється і цю характеристику можна вважати сталою. Технічна теорія згину дає можливість забезпечити достатню точність розрахунку пружних елементів на жорсткість та на міцність.

3. Жорсткість пружини, а також її допустиме навантаження та допустима деформація суттєво залежать від довжини пружини. Слід також зазначити, що із збільшенням товщини пружини значно зростає її жорсткість і допустиме навантаження, однак допустимий прогин суттєво зменшується. Довжину пружного елемента слід добирати таким чином, щоб робоче значення прогину пружного елемента не перевищувало його допустиме значення, яке впливає з умови міцності криволінійного стержня.

4. Жорсткість пружини, а також її допустиме навантаження та допустима деформація суттєво залежать від довжини l пружини. Із збільшенням товщини пружини значно зростає її жорсткість і допустиме навантаження, однак допустимий прогин зменшується.

5. Довжину пружини l слід добирати за умовою, щоб її допустимий прогин був не менший від максимально можливого зазору між обсадними і насосно-компресорними трубами, зменшеного на сумарну товщину опорного кільця віброізолятора і планки пружини.

ВИСНОВКИ

Як показує аналіз особливостей експлуатації свердловин підземних сховищ газу, а також огляд численних джерел інформації з динаміки нафтогазопро-мислового обладнання, методів розрахунку різьбових з'єднань, теорії механічних коливань і теорії товстостінних оболонок, проблема забезпечення міцності і надійності муфтових з'єднань ліфтових колон становить не лише актуальну, а й достатньо складну наукову задачу. У дисертації проведено комплекс теоретичних і експериментальних досліджень, спрямованих на вивчення умов роботи ліфтових колон, а також на підвищення ефективності їхньої експлуатації за рахунок запобігання розгвинчуванню шляхом зниження амплітуд коливань і раціонального добору моментів згвинчування.

1. Із застосуванням континуально-дискретних розрахункових моделей досліджені вільні і вимушені поздовжні, крутильні і поперечні коливання ліфтової колони. З'ясовано, що власні частоти ліфтової колони утворюють густий частотний спектр, внаслідок чого існує висока ймовірність виникнення резонансних коливальних явищ. В реальному діапазоні частот вимувених коливань (від 5 до 100 Гц) основну участь у вібраційному процесі бере нижня частина колони довжиною близько 100 м. Це свідчить про те, що в області її нижньої частини доцільно встановлювати віброзахисний пристрій.

Основною причиною погіршення умов роботи муфтових з'єднань можна вважати згинні коливання ліфтової колони, оскільки в реальних умовах динамічних навантажень амплітуди поперечних переміщень нижнього кінця колони значно перевищують амплітуди поздовжніх переміщень. Закріплення нижньої частини ліфтової колони за допомогою віброізоляційного пристрою дає можливість суттєво зменшити амплітуди коливань нижнього кінця колони. Із збільшенням жорсткості пристрою амплітуда вимувених коливань зменшується. Вібрації колони відбуваються в

зарезонансній зоні механічної системи, суттєвого зниження амплітуд поперечних коливань можна досягти, коли жорсткість віброізолятора становить 10^5 – 10^6 Н/м.

2. На основі методу скінченних елементів побудовані математична модель і алгоритм розрахунку поперечно-крутильних коливань ліфтової колони з урахуванням взаємодії насосно-компресорних труб з обсадними трубами. Показано, що у ліфтовій колоні, внаслідок її взаємодії з обсадною колоною, виникають періодично змінні крутні моменти, що сприяють ослабленню муфтових з'єднань в умовах вібрацій. Віброізоляція нижнього кінця колони дає можливість не лише зменшити амплітуди коливань насосно-компресорних труб, а й у 2–3 рази знизити крутні моменти в колоні, практично усуваючи їхній вплив на умови роботи муфтових з'єднань. Оскільки амплітуда динамічного навантаження залежить від довжини ділянки ліфтової колони, що перебуває в зоні перфорації обсадної колони, для зменшення шкідливого впливу вібрацій доцільно рекомендувати встановлення ліфтової колони таким чином, щоб її нижній кінець знаходився поблизу верхньої межі перфорації.

3. Розроблені математичні моделі і алгоритми розрахунку напружень і деформацій елементів муфтових з'єднань ліфтової колони на основі застосування уточненої теорії оболонок і гіпотези про еквівалентну заміну витків різі пружними прошарками типу основи Вінклера. Рівняння напружено-деформівного стану одержано на основі варіаційно-аналітичного методу з підвищеною точністю визначення розподілу переміщень по товщині муфти і з'єднуваних труб. Опрацьована скінченно-елементна методика визначення коефіцієнта жорсткості пружного прошарку. Досліджено напружено-деформівний стан з'єднання, обумовлений розпірними і крутними навантаженнями. На основі одержаних результатів обґрунтовані раціональні моменти загвинчування різьбових з'єднань ліфтової колони. Показано, що цей момент може бути збільшений на 20–30% у порівнянні з традиційним, що сприятиме забезпеченню працездатності ліфтової колони.

4. Опрацьована методика і проведені експериментальні дослідження вібрацій ліфтових колон на реальних свердловинах підземних сховищ газу під час відбору газу та під час його нагнітання. Підтверджено, що ліфтова колона в процесі руху газу як у сховище, так і в зворотному напрямі, здійснює просторові коливання. Більші рівні вібрацій колони притаманні процесам відбору газу, дещо менші – процесам нагнітання. Амплітуди поперечних коливань нижньої частини колони значно перевищують амплітуди вертикальних коливань. Експериментальні залежності амплітуд коливань ліфтової колони від поздовжньої координати з достатньою точністю відповідають аналогічним залежностям, одержаним теоретичним шляхом. В процесі проведення експериментальних досліджень виявлено, що найбільші рівні вібрацій спостерігаються у частотному діапазоні 5–30 Гц. Коливання з дещо меншими амплітудами проявляються на частотах 30–100 Гц. Підтверджено припущення про те, що із збільшенням довжини ділянки ліфтової труби, яка знаходиться в області перфорації обсадної колони, інтенсивність коливань насосно-компресорних труб зростає.

5. З метою забезпечення працездатності ліфтових колон підземних сховищ газу розроблені і захищені патентами конструкція стопорного пристрою для запобігання розгвинчуванню муфтового з'єднання, а також конструкція вібро-ізолятора ліфтової колони. Розроблена методика розрахунку плоских пружин віброізолятора як криволінійних стрижнів з одночасним урахуванням умов міцності і жорсткості та обґрунтована доцільність жорсткого закріплення пружин на опорних кільцях. Запропонована методика діагностики щільності муфтових з'єднань ліфтових колон, яка ґрунтується на використанні властивостей імпульсно-хвильових явищ і може застосовуватися під час проведення профілактично-ремонтних робіт на свердловині.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Айбиндер А. Б., Камерштейн А. Г. Расчет магистральных трубопроводов на прочность и устойчивость: Справ. пособие. – М.: Недра, 1982. – 343 с.
2. Александров А. З., Яковлев Е. Й. Проектирование и эксплуатация систем дальнего транспорта газа.- М.: Недра, 1974. – 443 с.
3. Александров М. М. Взаимодействие колонны труб со стенками скважины. М.: Недра, 1982. – 144 с.
4. Алямовский А. А. SolidWorks/COSMOSWorks: Инженерный анализ методом конечных элементов. – М.: ДМК Пресс, 2004. – 432 с.
5. Анилович В. Я., Гринченко А. С., Литвиненко В. Л., и др. Прогнозирование ослабления затяжки резьбовых соединений // Вестник машиностроения. – 1979. – № 8. – С. 31 – 33.
6. Антонюк А. О., Малярчук Б. М., Степура К. В. Спрощена модель сумісних згинально-крутильних коливань бурильної колони роторним способом під час буріння // Нафтова і газова промисловість. – 2006. – №2. – С.19 – 21.
7. Артим І. М., Власійчук І. М. Проблеми експлуатації та неруйнівного контролю насосно-компресорних труб на підприємствах нафтогазової галузі // Сучасні прилади, матеріали і технології для неруйнівного контролю і технічної діагностики промислового обладнання. Матеріали 3^{ої} науково-технічної конференції і виставки. – Івано – Франківськ. ІФНТУНГ. – 2002. – С. 81 – 83.
8. Баженов В. А., Дащенко А. Ф., Коломиец Л. В., Оробей В. Ф. Строительная механика. Специальный курс: Применение метода граничных элементов. – Одесса: Астропринт, 2001. – 288 с.
9. Балицкий П. В. Взаимодействие бурильной колонны с забоем скважины. М., 1975.

10. Балыбердин В. С. К вопросу об исследовании механики самоотвинчивания резьбовых соединений // Вестник машиностроения. – 1981. – № 8. – С. 40 – 41.
11. Бачеріков О.В., Шимко Р. Я., Хаєцький Ю. Б., Вечерік Р. Л. Технологія очищення привибійної зони свердловин ПСГ від компресорних олив // Нафтова і газова промисловість. – №4. – 2004. – С. 51 – 53.
12. Бенько В. В., Дячук В. В., Олексюк В. І., Лизанець А. В. та інші. Нарощування ресурсної бази ДК “Укргазвидобування” НАК “Нафтогаз України” шляхом приросту запасів за 1999-2003 рр. та перспективи на 2004 р // Збірник УкрНДІгаз Питання розвитку газової промисловості України. – Вип. XXXIII. – 2005. – С. 3 – 8.
13. Бережной А. И. Концепции разгерметизации газовых скважин и особенности механизма газопроявлений. Стан фонду експлуатаційно-нагнітальних свердловин. – № 2(8). – 2004. – С. 127 – 136.
14. Бержец Г. Н., Ефимченко С. С. Динамические нагрузки в подъемной части буровой установки // Машины и нефтяное оборудование. – 1971. – № 6. – С. 3 – 8.
15. Білобран Б. С., Шлапак Л. С. Визначення похибки вимірювання товщини стінки трубопроводів обв'язки КС для сталі 09Г2 // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – Івано – Франківськ: ІФДТУНГ, 2006. – № 1(6). – С. 111 – 113.
16. Биргер И. А., Иосилевич Г. Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.
17. Биргер И. А., Иосилевич Г. Б. Резьбовые соединения. М.: Машиностроение, 1973. – 254 с.
18. Биргер И. А., Кутепова Т. В. Разпределение нагрузки в резьбовых соединениях тонкостенных деталей. М.: Машиностроение, 1973. – 3 с.
19. Биргер И. А., Шор Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

20. Блехман И. И., Джанелидзе Г. Ю. Вибрационное перемещение. – М.: Наука, 1964. – 412 с.
21. Богомолов С. И. Журавлева А. М. Колебания сложных механических систем. Харьков, 1979. – 136 с.
22. Болотин В. В., Новичков Ю. Н. Механика многослойных конструкций. М.: Машиностроение, 1980. – 375 с.
23. Буняк Б. Т., Розенфельд І. М., Бубликова Н. Г., Коцаба В. І., Чепіль І. І. Нові регламенти з експлуатації бурильних і насосно-компресорних труб // Нафтова і газова промисловість. – 2005. – №1. – С. 29 – 30.
24. Вайсберг Г. Л., Римчук Д. В., Добровольський І. В. Фонтанні арматури ВЧ “ЛІКВО” // Нафтова і газова промисловість. – 2002. – №6. – С. 33 – 35.
25. Вайсберг Г. Л., Римчук Д. В., Ленкевич Ю. Є. (ВГПЧ “Лікво”). Технологія заміни насосно-компресорних труб в незаглушеній свердловині під тиском // Збірник УкрНДІгаз. Питання розвитку газової промисловості України. – ? – С. 75 – 77.
26. Василенко Н. В. Теория колебаний. К.: Высшая школа, 1992. – 430 с.
27. Василенко М. В., Алексейчук О. М. Теорія коливань і стійкості руху. – К.: Вища школа, 2004. – 525 с.
28. Василевський В. Н., Петров А. И. Оператор по исследованию скважин. – М.: “Недра”, 1983. – 310 с.
29. Венско С. А., Зубарев А. П. Диагностика технического состояния скважин ПХГ геофизическими методами // Материалы XIII Международной деловой встречи “Диагностика линейной части магистральных и распределительных газопроводов, ГРС и КЗ МГ”. Москва: 2003. – т. 3. – ч. 2. – С. 19 – 24.
30. Вибрации в технике: Справочник, в 6-ти т. Т. 1 Колебания линейных систем. – М.: Машиностроение, 1978. – 352 с.

31. Вибрации в технике: Справочник, в 6-ти т. Т. 6. Измерения и испытания / Под ред. М.Д. Генкина – М.: Машиностроение, 1981. – 496 с.
32. Войціцький І. В. Основні принципи аналізу експлуатації пластової частини підземних сховищ газу // Питання розвитку газової промисловості України. – Зб. наук. праць УкрНДІгазу. Вип. XXX – Харків. – 2002. – С. 214 – 220.
33. Войціцький В. П., Деркач М. П., Савків Б. П., Спанчак В. У. Саморозгвинчування фонтанних труб при експлуатації підземних сховищ газу та його попередження // Матеріали науково-практичної конференції УНГА “Нафта і газ України”. – Харків. – 1996. – С. 71.
34. Воробель Р. А., Журавель І. М., Опир Н. В., Сущик К. В., Зінчак Я. М. Методологічні аспекти обробки даних в оптоелектронній системі контролю профілю різьби // Матеріали з 3-ої науково-технічної конференції виставки “Сучасні прилади, матеріали і технології для неруйнівного контролю і технічної діагностики промислового обладнання” (3-6 грудня 2002): ІФНТУНГ. – м. Івано – Франківськ, 2002. – С. 55– 57.
35. Галій П. П., Семчишин О. О., Сусак О. М., Пишнів Я. О., Штинда М. В. Аналіз ефективності заміни фонтанних труб свердловин Дашавського ПСГ на більший діаметр // Науковий вісник Івано – Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2004. – №2(8). – С. 181 – 185.
36. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы. М.: Мир. – 1984. – 428 с.
37. Гасанов А. П. Аварийно-восстановительные работы в нефтяных и газовых скважинах. М.: Недра, 1987. – 182 с.
38. Гімер П. Р., Кохтюк Р. В. З історії розвитку методів аналізу циклічної експлуатації ПСГ // Науковий вісник Національного Технічного Університету Нафти і Газу. – 2004. – № 2 (8). – С. 107 – 110.

39. Гнитко А. В., Корнеев С. Н. Опыт промышленной эксплуатации скважин по межтрубному пространству // Збірник УкрНДІгаз. Питання розвитку газової промисловості України. – С. 82 – 88.
40. Говдяк Р. М., Нечаєв Ю. А. Роль підземних сховищ газу у складі газотранспортних систем України // Нафтова і газова промисловість. – 2005. – №4. – С. 43 – 44.
41. Гончаров В. М., Фурсов В. М., Костенко Л. А., Леонченко Н. П. та інші. Результати досліджень корозійного стану газопромислового обладнання Летнянського газоконденсатного родовища та оптимальні способи його антикорозійного захисту // Збірник УкрНДІгаз. Питання розвитку газової промисловості України.
42. Грудз В. Я., Костів В. В., Грудз Я. В., Калин С. І. Оптимізація обслуговування газопомпувальних агрегатів компресорних станцій ПСГ // Науковий вісник Національного Технічного Університету Нафти і Газу. – 2004. – № 2 (8). – С. 156 – 158.
43. Грудз В. Я., Тимків Д. Ф., Сусак В. М. Формування оптимальної схеми розміщення ремонтно-експлуатаційних підрозділів у регіоні обслуговування газопроводів в комплексі з ПСГ // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2004. – №2(8). – С. 161 – 165.
44. Гукасов Н. А. Гидродинамические особенности промывки и крепления скважин. М.: Недра, 1979. – 165 с.
45. Даниляк Я. Б., Козоріз А. В., Молодецький І. А., Кийко Л. М., Карпаш О. М. Контроль якості згвинчування різьбових з'єднань обсадних труб // Сучасні прилади, матеріали і технології для неруйнівного контролю і технічної діагностики промислового обладнання. Матеріали 3^{ої} науково-технічної конференції і виставки. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2002. – С. 73 – 75.

46. Джонсон. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1982 – 510 с.
47. Дубленич Ю. В. и др. Анализ разрушений замковых резьб утяжеленных бурильных труб // Э. И. «Машины и нефтяное оборудование». – 1969. – №4. – С. 30 – 37.
48. Ерофеев В. И. Пространственные колебания гибкого стержня // Прикладная механика. – 1991. – Т. 27. – №9. – С. 100 – 106.
49. Жуков В. Б. Затяжка резьбовых соединений // Вестник машиностроения. – 1980. – № 3. – С. 26 – 28.
50. Заець В. О. До питання про доцільність подальшого використання насосно-компресорних труб великого діаметра на Кегичівському підземному сховищі газу // Збірник УкрНДІгаз. Питання розвитку газової промисловості України.
51. Замковое резьбовое соединения бурильных труб: А. с. 1411423 СССР, МКИ 21 В 12/02, 17/02 / Е. И. Крыжановский, Я. Д. Климишин, Э. Г. Поддубный, М. Я. Янышевский (СССР). – № 4181608/22-03; Заявлено 17.11.86.; Опубл. 23.07.88, Бюлл. № 27.
52. Зарубін Ю. О., Маланюк І. Г., Дорошенко В. М. Методичні особливості гідродинамічних досліджень свердловин підземних сховищ газу. Інформаційний огляд ДК “Укртрансгаз”. – № 5(29). – 2004. – 2 с.
53. Затяжка и стопорение резьбовых соединений: Справочник Г. Б. Иосилевич, Г. Б. Строганов, Ю. В. Шарловский. - М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.
54. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 541 с.
55. Зубков Р. В. До питання винесення рідин із газових свердловин // Нафтова і газова промисловість. – 2002. – № 6. – С. 30 – 32.

56. Ивасив В. М., Мизин А. Н. Оценка долговечности бурильных труб с учетом нерегулярности их нагружения // Нефтяное хоз-во. – 1984. – №1. – С. 17 – 18.
57. Ильский А. П., Миронов Ю. В., Чернобыльский А. Г. Расчет и конструирование бурового оборудования. – М.
58. Иосилевич Г. Б., Шарловский Ю. В. Затяжка и стопорение резьбовых соединений. М.: Машиностроение, 1971. – 183 с.
59. Иосилевич Г. Б., Осипова Г. В., Вехова Э. С. Распределение напряжений в резьбовых соединениях // Вестник машиностроения. – 1979. – №7. – С. 29 – 32.
60. Иосилевич Г. Б., Мавлютов Р. Р., Рокитянская И. В. Исследование напряженного состояния и концентрации напряжений в резьбовых соединениях // Вестник машиностроения. – 1974. – №11. – С. 21 – 23.
61. Исследования кинетики усталостного повреждения крупных резьбовых соединений / Ивасив В. М., Лисканич В. М., Турчин В. М., и др. // Прикл. Механика. – 21. – №10. – С. 96 – 98.
62. Калинин С. Г. Динамика подъемной системы буровых установок. Львов: Вища школа. Изд-во при Львов ун-те. – 1975. – 160 с.
63. Карп А. В. Усилия затяжки резьбовых соединений в условиях виброползучести. – В кн.: Исследование, конструирование и расчет резьбовых соединений. Саратов. – 1973. – вып. 1. – С. 61 – 64.
64. Карпаш О. М., Криничний П. Я., Зінчак Я. М, Даниляк Я. Б. Комплекс засобів для неруйнівного контролю та технічної діагностики трубних колон // Матеріали науково-технічної конференції “Сучасні прилади, матеріали та технології для технічної діагностики та неруйнівного контролю нафтогазового хімічного та енергетичного обладнання. Сучасний підхід до підготовки фахівців з НК і ТД (2-6 грудня 1996 р.). – Івано-Франківськ, 1996. – С. 19 – 22.

65. Кашкарян Г. Н. Исследование влияния ударных и вибрационных нагрузок на работу резьбовых соединений. Автореф. дис. канд. техн. наук. М. – 1978. – 24 с.
66. Кашуба Г. О., Куневич В. М., Стельмах В. Г. Геофізичний моніторинг свердловин, які використовуються для підземного зберігання газу // Науковий вісник Національного Технічного Університету Нафти і Газу. – 2004. – № 2 (8). – С. 125 – 127.
67. Керимов З. Г. Динамические расчеты бурильной колонны. М.: Недра, 1970. – 157 с.
68. Клименков Е. Я., Радченко В. П. О влиянии нелинейных колебательных эффектов на динамические характеристики бурильной колонны // Изв. Вузов. Нефть и газ. – 1992. – №1-2. – С. 13 – 18.
69. Клячкин Н.Л., Антонов И.С., Репин В.И. Исследование контактных деформаций на стыке одиночного резьбового соединения // Тр. Ульяновск. политехн. ин-та. – 1971. – 6, № 4. – С. 79 – 89.
70. Ковалко М. П., Грудз В. Я., Михалків В. Б., Тимків Д. Ф., Шлапак Л. С. та інші. Трубопровідний транспорт газу. – Київ: Агентство з раціонального використання енергії та екології. – 2002. – 598 с.
71. Комисаров П.А., Наседкин В.И. Распределение усилий по виткам резьбового соединения // Производство крупных машин. – М., 1971. – Вып. 21. – С. 65 – 79.
72. Копей Б. В., Копей В. Б., Лисканич М. В. Моделювання вібрацій замкового різьбового з'єднання методом кінцевих елементів // Збірник праць 3-ї міжнародної науково-технічної конференції. 12-19 грудня 2004 р. Хургада, Єгипет. – С. 71 – 75.
73. Копей Б. В., Мамченко Т. О. Замкове різьбове з'єднання. Патент України № 39820А. – № 99074250; Заявл. 22.07.99; Опубл. 15.06.01, Бюл. №5.

74. Коцкулич Я. С., Сенюшкович М. В., Витвицький І. І. Аналіз розрахунку обсадних колон для нафтових і газових свердловин // Збірник УкрНДІгаз. Питання розвитку газової промисловості України. – Вип. ХХХІІІ. – 2005. – С. 144 – 149.
75. Крижанівський Є. І., Рибчич І. Й. Визначення циклічної довговічності з'єднань бурильних колон при заданій ймовірності неруйнування // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – 2001. – №1. – С. 28 – 35.
76. Кудрявцев І. В., Газанчак Ю. І., Тимонин В. М. Влияние размеров резьбовых соединений на их усталостную прочность // Вестник машиностроения. – 1974. – №3. – С. 39 – 41.
77. Кузьмин Ю. А. К вопросу вибростойкости резьбовых соединений. - В кн.: Исследование, конструирование и расчет резьбовых соединений. – Саратов. – 1986. – Вып. 7. – С. 51 – 59.
78. Кухта К. Я., Бойко А. Г., Гармаш Н. З. и др. Исследование сложных непрерывно-дискретных систем. – К., Наукова. Думка, 1981. – 272 с.
79. Лисканич М. В., Петрук О. О. Вплив механічних коливань на динамічний стан замкових різьбових з'єднань // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтогазове промислове обладнання. – Івано – Франківськ: ІФДТУНГ. – 1996. – Вип. 33. – С. 73 – 80.
80. Лисканич М. В., Капелюх Л. О. Вплив вібрації на стабільність попереднього затягування різьбових з'єднань бурильної колони // Нафтова і газова промисловість. – 2001. – №3. – С. 20 – 22.
81. Лисканич М. В., Огородніков П. І., Тачинський М. Є. Шляхи вдосконалення методів визначення експлуатаційних навантажень на елементи бурильної колони // Нафтова і газова промисловість. – 2001. – №2. – С. 13 – 15.

82. Лисканич М. В. Вплив механічних коливань на робочий стан різьбових з'єднань // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтогазове промислове обладнання. – Івано – Франківськ: ІФДТУНГ. – 1998. – Вип. 35 (том 4). – С. 45 – 52.
83. Лисканич М. В. Стабільність затягування різьбових з'єднань елементів бурильної колони // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтогазове промислове обладнання. – Івано – Франківськ: ІФДТУНГ. – 1996. – Вип. 33. – С. 66 – 73.
84. Лисканич М. В. Вплив розсіювання параметрів кривої втоми елементів бурильної колони на їх довговічність // Нафтова і газова промисловість. – 2001. – №6. – С. 32 – 34.
85. Лисканич М. В. Оцінювання показників надійності бурильної колони за параметрами руйнування від утомленості її елемента колони // Нафтова і газова промисловість. – 2001. – №4. – С. 18 – 20.
86. Любарский А. П. Метод и аппаратура одновременного измерения осевых и изгибающих усилий в колонне бурильных труб. – // Тр. Всесоюз. науч. – исслед. инст. Разработки и эксплуатации нефтепромысловых труб. – Куйбышев. – 1974. – Вип. 4. Нефтепромысловые трубы. – С. 69 – 72.
87. Мазницький А. С. Аналіз деформацій колонних головок свердловин у процесі циклічної експлуатації ПСГ // Нафтова і газова промисловість. – 2002. – №6. – С. 48 – 50.
88. Мазур И. И., Иванцов О. М. Безопасность трубопроводных систем. М.: И.Ц. "ЕЛИМА". – 2004. – 1104 с.
89. Малітовський Р. В., Кисельова С. О., Першин Д. В. Вибір оптимального режиму експлуатації газоконденсатних свердловин (на прикладі свердловини 10 Макунівського родовища) // Збірник УкрНДІгаз. Питання розвитку газової промисловості України. – Вип. XXXIII. – 2005. – С. 197 – 199.

90. Мельник А. П., Шашора Л. Д., Слесар П. Ф., Нікіфорова Л. Ф. Оцінка коефіцієнта пропорційності при визначенні швидкості корозії свердловин електрохімічним методом у газопромислових умовах // Збірник УкрНДІгаз. Питання розвитку газової промисловості України. – С. 44 – 49.
91. Митропольский Ю. А. Проблемы асимптотической теории нестационарных колебаний. М.: Наука, 1964. – 432 с.
92. Мочернюк Д. Ю. Исследование и расчет резьбовых соединений труб, применяемых в нефтедобывающей промышленности. – М.: Недра, 1970. – 126 с.
93. Мочернюк Д. Ю., Кунцяк Я. В., Билецкий Я. С. Дослідження механізму гідравлічних розривів пластів // Нафтова і газова промисловість. – 2003. – №5. – С. 16 – 27.
94. Мочернюк Д. Ю. Некоторые проблемы расчета обсадных труб на прочность. – Издательство Львовского Университета. – 1972. – 95 с.
95. Нерубенко Г. П. Определение времени ослабления резьбового соединения, находящегося под воздействием вибрации. – Машиноведение. – 1980. – № 5. – С. 40 – 44.
96. Овнатанов Г. Т. Вскрытие пласта и освоение скважин. – Государственное научно – техническое издательство нефтяной и горно-топливной литературы. – Москва, 1959. – 233 с.
97. Панасюк В. В. Механика квазихрупкого разрушения материалов. – Наукова думка”. Киев, 1991. – 416 с.
98. Пановко Я. Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем. М.: Физматгиз, 1960. – 193 с.
99. Перун Й. В., Шлапак Л. С., Розгонюк В. В., Банахевич Ю. В. Досвід дослідження напружено-деформованого стану газопроводів акустичними та магнітними методами // Сучасні прилади, матеріали та технології для технічної діагностики та неруйнівного контролю

нафтогазового, хімічного та енергетичного обладнання. Сучасний підхід до підготовки фахівців з НК і ТД. Матеріали науково-технічної конференції. Івано – Франківськ: ІФНТУНГ. – 1996. – С. 33 – 37.

100. Писаренко Г. С. Прочность материалов и элементов конструкций в экстремальных условиях. Киев: Наукова думка, 1980. – Т. 1, 2.
101. Поликарпов М. В. Отечественное будет лучшим // Надежность и сертификация оборудования для нефти и газа. – 2001. – №2. – С. 21 – 23.
102. Раджабов С. А., Мамедов Ф. К. Исследование установившихся упруго-продольных колебаний буровой колонны при выполнении некоторых технологических мер в скважине // Изв. вузов. Нефть и газ. – 1992. – №9 –10. – С. 27–30.
103. Решетов Д. Н., Симонов С. А. Коэффициенты трения в резьбовом соединении при вибрационной затяжке // Изв. вузов. Машиностроение. – 1984. – № 10. – С. 21 – 25.
104. Руднік А. А., Бабій Б. А., Вечерік Р. Л., Хаєцький Ю. Б. Стратегія керування експлуатацією підземних сховищ газу України в сучасних умовах // Нафтова і газова промисловість. – 2001. – № 4. – С. 50 – 53.
105. Савула С. Ф. Методика визначення об'ємів експлуатації об'єктів підземного зберігання газу, створених у покладах багато пластового газового родовища // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. Вин. 2 (8). Івано-Франківськ: ІФНТУНГ. – 2004. – С. 61–73.
106. Савула С. Ф. Розрахунок напружено-деформованого стану муфтових з'єднань насосно-компресорних труб // Методи та прилади контролю якості. Івано-Франківськ. – 2005. – №15. – С. 69 – 74.
107. Савула С. Ф. Розрахунок поперечно-крутильних коливань колони насосно-компресорних труб підземного сховища газу // 7-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові. Львів 18-20 травня 2005. – С. 29.

108. Савула С. Ф., Колодій В. Т., Гурняк П. І., Кичма А. О., Харченко Є. В. Віброізолятор колони насосно-компресорних труб. Деклараційний патент на винахід № 67304А; Опубл. 15.06.2004, Бюл. № 6.
109. Савула С. Ф., Колодій В. Т., Гурняк П. І., Кичма А. О., Харченко Є. В. З'єднання насосно-компресорних труб. Деклараційний патент на винахід №67305А; Опубл. 15.06.2004, Бюл. № 6.
110. Савула С. Ф., Колодій В. Т., Харченко Є. В., Кичма А. О. Оцінка впливу коливань колони насосно-компресорних труб на умови роботи різьбових з'єднань // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – Вип. 2(8). – 2004. – С. 116 – 125.
111. Савула С. Ф., П'янило Я. Д., Притула М. Г. Розрахунок дебіту свердловини з урахуванням глибини спуску ліфтової труби // Нафтова і газова промисловість. – 2002. – № 3. – С. 20 – 21.
112. Савула С. Ф., Харченко Є. В. Дослідження жорсткості та міцності аркових пружних елементів // Зб. наук. пр. Механіка і фізика руйнування будівельних матеріалів та конструкцій. – 2005. – Випуск 6. – С. 545 – 551.
113. Савула С. Ф., Харченко Є. В. Напружено-деформівний стан муфтових з'єднань, що працюють в умовах вібрації, зумовлених розпірними навантаженнями / Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні // Український міжвідомчий науково-технічний збірник. – 2006. – Випуск 40. – С. 200 – 210
114. Савула С. Ф., Харченко Є. В., Кичма А. О. Експериментальні дослідження динаміки ліфтових колон підземного сховища газу // Машинознавство. – 2006. – №6. – С. 30 – 34.
115. Савула С. Ф., Харченко Е. В., Кычма А. А. Импульсно-волновой метод диагностики резьбовых соединений колонны насосно-компресорных труб // Материалы XIV Международной деловой встречи “Диагностика-

- 2004”. Арабская республика Египет – М.: Газпром. – Том 2. Часть 1. – 2004. – С. 171 – 177.
116. Саприкін С. О., Волков Ю. О., Колбін І. Б., Гембарський І. І. та інші. Діагностування бурильних труб з привареними з'єднувальними кінцями в зоні переходу внутрішньої висадки в тіло труби // Збірник УкрНДГаз. Питання розвитку газової промисловості України. – Вип. XXXIII. – 2005. – С. 116 – 120.
117. Саркисов Г. М. Расчеты бурильных и обсадных колонн. – М.: Недра, 1971. – 208 с.
118. Светлицкий В. А. Механика стержней. В 2-х ч. Ч.1. Статика.– М.: Высшая школа, 1987. – 320 с.
119. Светлицкий В. А. Механика стержней. В 2-х ч. Ч.2. М.: Высшая школа, 1987. – 304 с.
120. Светлицкий В. М., Демченко П. Н., Зарицкий Б. В. Проблемы увеличения производительности скважин. – Киев: Паливода А.В, 2002. – 228 с.
121. Сидоров В. А. Магнитно-импульсная дефектоскопия и толщинометрия колонн // Нефтяное хозяйство. – 1996. – №10. – С. 12 – 13.
122. Соловьёв Е. М. Заканчивание скважин. – М.: Недра, 1979. – 303 с.
123. Соппротивление материалов / Г. С. Писаренко, В. А. Агарёв, А. Л. Квитка, В. Г. Попков, Э. С. Уманский / Под ред. Г. С. Писаренко. – Киев: Вища школа, 1986. – 775 с.
124. СОУ 11.1-20077720-003:2004. Стандарт організації України “Арматура фонтанна та головки колонні. Контроль технічного стану. Методи неруйнівні. Київ. – НАК “Нафтогаз України”. – 2004. – 77 с.
125. СОУ 60.3-30019801-006:2004. Галузева система діагностичного обслуговування обладнання магістральних газопроводів та АГНКС. Організація і проведення комплексного технічного діагностування

- технологічного обладнання та свердловин підземних сховищ газу. Київ. – 2004. С. 68 – 72.
126. Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений. Под редакцией Ю. Мураками. – 1990. – Т. 1, 2 – 1013 с.
127. СТП 320.01158764.059–03 ”Порядок эксплуатации, хранения, транспортирования, отбраковки и списания насосно-компрессорных труб”.
128. СТП 320.0015390.040 –2000. Методика розрахунку замкових різьбових з’єднань бурильної колони в умовах вібраційного навантаження. Система стандартів підприємства ВАТ “Укрнафта”. – 40 с.
129. СТП 320.30019801.034-2000 “Підземні сховища газу. Методика обстеження технічного стану свердловин з метою визначення терміну експлуатації та умов, при яких надається дозвіл на подальшу експлуатацію”.
130. СТП 320.30019801.091-2003 “Правила технічної експлуатації підземних сховищ газу”. Київ. – ДК “Укртрансгаз”, 2003. – 132 с.
131. Строительная механика. Динамика и устойчивость сооружений / А. Ф. Смирнов, А. В. Александров, Б. Я. Лащеников, Н. Н. Шапошников / Под ред. А. Ф. Смирнова. – М.: Стройиздат, 1984. – 416 с.
132. Тетерев Й. Г., Шешуков Н. Л., Нанивский Е. М. Управление процессами добычи газа, – М.: Недра, 1981. – 248 с.
133. Тимків Д. Ф., Франчук В. Г., Шеремет О. М. Статичний аналіз і динаміка зміни ефективності роботи газотранспортних систем // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2004. – №4(13) – С. 77 – 80.
134. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости. – М.: Наука, 1979. – 560 с.
135. Требин Ф. А., Макагон Ю. Ф., Басниев К. С. Добыча природного газа. М.: Недра, 1976. – 386 с.

136. Троцький В. П. Шляхи підвищення ефективності капітального ремонту свердловин // Збірник УкрНДІгаз. Питання розвитку газової промисловості України. – С. 14 – 16.
137. Трубы нефтяного сортамента: Справочник / Под общей ред. А.Е. Сарояна. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1987. – 488 с.
138. Украженко К. А. Математическое моделирование упруго-деформированного состояния соединительных элементов двойного базирования // Вестник МГТУ им. Баумана. Сер. “Машиностроение”, 2005. – №4. – С. 25 – 33.
139. Файн Г. М., Бухарев Н. А. Расчет ресурса долговечности резьбовых соединений бурильных труб при их эксплуатации в нестационарных условиях // Машины и нефтяное оборудование. – 1983. – №3. – С. 4 – 5.
140. Федутенко А. М. Сучасний стан підземного зберігання газу в Україні, проблеми і шляхи їх вирішення // Збірник УкрНДІгаз. Питання розвитку газової промисловості України. (50 - років свердловині Шебелинського газоконденсатного родовища). – С. 129 – 133.
141. Федутенко А. М. Підземному зберіганню газу в Україні – 40 років. Проблеми та перспективи // Збірник УкрНДІгаз. Питання розвитку газової промисловості України. – Вип. XXXIII. – 2004. – С. 317 – 322.
142. Филлипов А. П. Колебания деформируемых систем. М.: Машиностроение, 1970. – 736 с.
143. Филин А. П. Элементы расчёта арок. – Л.: Изд-во ЛИИЖТ, 1963. – 132 с.
144. Флетчер К. Численные методы на основе метода Галеркина. М., Мир, 1988. – 352 с.
145. Фриз І. М. Центратори для обсадних труб. – Київ: Інтерпрес ЛТД, 2003. – 44 с.
146. Фриз І. М. Вплив форми свердловини на вибір конструкції центраторів для обсадних колон // Нафтова і газова промисловість. – 2003. – №5.

- С. 19 – 21.
147. Харченко Е. В. Динамические процессы буровых установок. Львов: Свит, 1991. – 176 с.
148. Харченко Е. В. Продольные колебания бурильной колонны в потоке промывочной жидкости // Нелинейные колебания механических систем. Тезисы докладов II Всесоюзной конференции. Ч. 2. – Горький, 1990. – С. 101.
149. Харченко Е. В. Расчет волновых процессов в колонне бурильных труб // Волновые и вибрационные процессы в машиностроении (Упругие волны, виброакустика и стохастика). – Горький, 1989. – С. 145 – 146.
150. Харченко Є. В. Розрахунок хвильових процесів у зануреній в свердловину ступінчатій колоні труб // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Український міжвідом. науково-технічний збірник. Вип. 31. Івано-Франківськ, 1994. – С. 8 – 13.
151. Харченко Е. В., Боженко М. В. Применение метода начальных параметров к анализу колебаний многоопорных балок при кинематическом возбуждении // Вестник Львов. Политехн. Ии-та №220. Динамическая прочность машин и приборов. Львов, 1988. – С. 103 – 107.
152. Харченко Є., Гаршнєв Ю., Дендюк Т. Розрахунок вільних поздовжніх коливань колони бурильних труб // MECHANICS'98. Proceedings of the International Scientific Conference. Vol. 1. Rzeszów. – 1998. – P. 267 – 274.
153. Харченко Є. В., Савула С. Ф. Математична модель поперечно-крутильних коливань експлуатаційної колони підземного сховища газу // Вібрації в техніці та технологіях. – 2006. – № 1(43). – С. 139 – 141.
154. Чарный И. А. Хранение газа в горизонтальных и пологопадающих пластах. – М.: Недра, 1968. – 256 с.
155. Чарный И. А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах. М.: Недра, 1975. – 296 с.

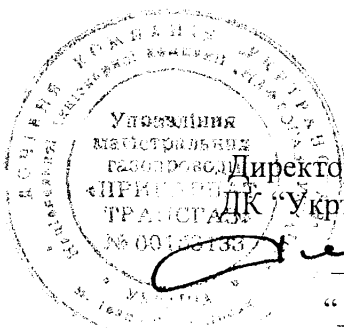
156. Черепанов Г. П. Механика хрупкого разрушения, М.: Наука, 1974. – 640 с.
157. Черников А. В., Галиуллин З. Т. Формула для расчета коэффициента гидравлического сопротивления газопроводов // Газовая промышленность. – 1998. – № 1. – С. 32 – 33.
158. Шашора Л. Д., Мельник А. П., Слесар П. Ф., Ткач О. І., Кравченко В. Г., Шишківський В.А. Оцінка корозійного стану деяких свердловин родовищ ДП “Харківтрансгаз” і “Шебелинкагазпром” / Зб. наук. пр. “Нафта і газ України”. – Т. 2. – 1998. – С. 306 – 307.
159. Шимко Р. Я., Грудз В. Я., Тимків Д. Ф., Грудз Я. В. Адаптивна модель процесу закачки газу в ПСГ за умов водонапірного режиму // Науковий вісник Національного Технічного Університету Нафти і Газу. – № 2 (3). – 2002. – С. 74 – 75.
160. Шимко Р. Я., Грудз В. Я., Тимків Д. Ф., Грудз Я. В. Моделювання нестационарного газодинамічного процесу в ПСГ за умов пружного режиму закачки газу // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – № 2 (3). – 2002. – С. 52 – 53.
161. Шумаков В. Н. Прочность резьбовых соединений буровых труб // Дисс. канд. техн. наук: 05.02.09. – Львов, 1987. – 163 с.
162. Шульга А. М., Чурілов Г. В., Клименко С. М., Михайленко В. І. та інші. Діагностування ліфтових колон в працюючих газоконденсатних свердловинах // Збірник УкрНДІгаз. Питання розвитку газової промисловості України. – Вип. XXXIII. – 2005. – С. 13 – 16.
163. Щербюк Н. Д., Газанчан Ю. И., Барышников А. И. Эксплуатация буровых труб и разрушение резьбовых соединений / Обзор. Информ. ВНИИОСНГ. Сер. Бурение. – М., 1986. – Вып.12. – 54 с.
164. Щербюк Н. Д., Якубовский Н. В. Резьбовые соединения труб нефтяного сортамента и забойных двигателей. – М.: Недра, 1974. – 235 с.

165. Щербюк Н. Д. Специальные резьбы для оборудования, применяемого в нефтяной, горнорудной и угольной промышленности // Вестник машиностроения. – 1960 г. Москва, С. 40 – 41.
166. Юнкер Г. Самоотвинчивание резьбовых соединений под действием вибраций. Техническая информация, изд-во ЦАГИ, 1974. – №16.
167. Юртаев В. Г. Динамика буровых установок. М., 1987. –
168. Якушев А. И, Мустоев Р. Х., Мавлютов Р. Р. Повышение прочности и надежности резьбовых соединений. – М.: Машиностроение, 1979. – 356 с.
169. Ямомота А. Мероприятия по предотвращению разрушения резьбовых соединений. - Кикай сэккэй. – 1975. – т. 19. – № 10. – С. 8 – 11. Перевод № Ц-94315, М., ГПНТБ СССР, 1976.
170. Янтурин А. Ш., Султанов Б. З. Спиральная деформация колонны труб в накладной скважине // Изв. ВУЗов. Нефть и газ. – 1977. – №5. – С. 75 – 81.
171. Bauer C. O. Zur Prufung der Zahigkeit von Schraubenver – bewindungen // Industrie-Anzeiger. – 1972. – 94. – № 96. – S. 2307 – 2313.
172. Baczyaska Maria. Wplyw niejednorodnosci stanu naprezenia w przekroju poprzecnyu polaczenia na obciazenie zwojow gwintu // Mechanika teoretuczna i stosowana. – 1974. – 12. – №4. – S. 473 – 485.
173. Bhashyam G. R., Prathap G. The second frequency spectrum of Timoshenko beams // J. Sound and a Vibr. – 1981. – 76. – №3. – P. 407 – 420.
174. Grant D. A. The effect of rotatory inertia shear deformation on the frequency and normal mode equations of uniform beams carrying a concentrated mass // J. Sound and Vibr. – 1978. – 57. – №3. – P. 357 – 365.
175. Howson W. P., Williams F. W. Natural frequencies of frames with axially loaded Timoshenki members // J. Sound and Vibr. 1973. – 26. – №4. – P. 503 – 515.

176. Irie T., Jamada G., Takahasi I. Determination of the steady state response of a Timoshenko beam of varying cross-section by use of the spline interpolation technique // *J. Sound and Vibr.* – 1979. – 63. – №.2. – P. 287 – 295.
177. Junker G., Strelow D. Untersuchungen über die Mechanik des selbsttätigen LöSENS und die zweckmäßige Sicherung von Schraubenverbindungen. – *Drahwelt.* – 1966. – 52. – № 2. – S. 103 – 114.
178. Poland E. G. Die Sicherheit der Schrauben – Muttern – Verbindung bei dynamischer Axialbeanspruchung. – *Konstruktion.* – 1967. – Bd. 19. – № 12. – S. 453 – 464.
179. Rollins H.M. What we know about drill-pipe fatigue failure...and what we need to know. – *The Oil and Gas Journal.* – 1996. – V64. – 16. – P. 98-109.
180. Savula S., Kharchenko Y., Kychma A. Modelowanie matematyczne drgań swobodnych i wymuszonych kolumny rur eksploatacyjnych podziemnego zbiornika gazu // *Energia w nauce i technice. Materiały seminaryjne. Białystok-Suwałki: Wydawnictwo Politechniki Białostockiej.* – 2003. – S. 67 –74.
181. Savula S., Kharchenko Y. Tłumienie drgan kolumny rur pompowo-sprezarkowych w odwiercie podziemnego zbiornika gazu // *Wiertnictwo Nafta Gaz: Rocznik, 2006. Tom 23/1. Krakow: AGH. Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne.* – 2006. – S. 377 – 384.
182. Threaded Tube Joint. Patent US 2004/0108719A1. Patent Application Publication. jun. 10. – 2004. – 7 p.
183. Weber H. Untersuchungen über die Schraubenspruchungen bei exzentrischen Belastung // *Konstruktion.* – 1971. – 23. – № 4. – S. 134 – 140.
184. Ziernicki Ryszard. Analiza drgan swobodnych pewnego układu dys kretno-ciągłego typu (5, 00) // *Zesz. nauk. AGH.* – 1980. – №775. – S. 177 – 188.

ДОДАТОК А

Акт впровадження наукових досліджень у виробництво



“ЗАТВЕРДЖУЮ”

Директор Філії УМГ “Прикарпаттрансгаз”
ДК “Укртрансгаз” НАК “Нафтогаз України”

В.П.Рудко

“07” вересня 2006 р.

А К Т

про впровадження технічних рішень,
спрямованих на підвищення стабільності
роботи різьових з'єднань колони насосно-компресорних труб
(згідно з деклараційними патентами на винаходи №67304А і №67305А)

Національний Університет “Львівська політехніка” сумісно з Філією УМГ “Львівтрансгаз” ДК “Укртрансгаз” НАК “Нафтогаз України” застосували технічні рішення, спрямовані на підвищення стабільності роботи різьових з'єднань колони насосно-компресорних труб (згідно з деклараційними патентами на винаходи №67304А і №67305А), розроблені здобувачем Савулою С.Ф. у співавторстві з Колодієм В. Т., Гурняком Л. І., Кичмою А. О. та Харченком Є.В., на свердловинах №64 і №94 Богородчанського ПСГ УМГ “Прикарпаттрансгаз” ДК “Укртрансгаз” НАК “Нафтогаз України”.

Впровадження технічних рішень спрямовані на підвищення стабільності роботи різьових з'єднань колони насосно-компресорних труб шляхом монтажу в нижній частині колони запобіжних пристроїв та віброізолятора. Застосування даних технічних рішень дає можливість запобігти відгвинчуванню нижньої частини колони насосно-компресорних труб і, за рахунок цього, продовжити міжремонтний термін експлуатації свердловин, усуваючи потребу проведення капітальних ремонтів, пов'язаних з виконанням ловильних робіт. При цьому досягається значне скорочення витрат на проведення капітальних ремонтів свердловин підземних сховищ газу.

Очікуваний економічний ефект від впровадження даного заходу на свердловинах №64 і №94 Богородчанського ПСГ становить 385,326 тис.грн. (триста вісімдесят п'ять тисяч триста двадцять шість гривень).

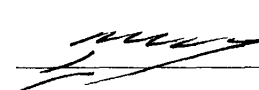
Перший заступник директора
Філії УМГ “Прикарпаттрансгаз”

 С. Й. Ковалів

Завідувач кафедри
опору матеріалів
Національного університету
«Львівська політехніка»

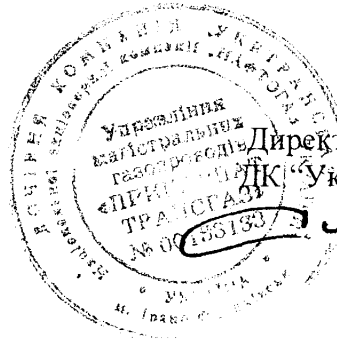
 Є. В. Харченко

Начальник відділу підготовки і
підземного зберігання газу

 В. В. Заяц

Здобувач

 С. Ф. Савула



“ЗАТВЕРДЖУЮ”

Директор Філії УМГ “Прикарпаттрансгаз”
Укртрансгаз” НАК “Нафтогаз України”

В.П.Рудко

“07” вересня 2006 р.

Р О З Р А Х У Н О К

очікуваного економічного ефекту від впровадження
технічних рішень, спрямованих на підвищення стабільності
роботи різьбових з’єднань колони насосно-компресорних труб
(згідно з деклараційними патентами на винаходи №67304А і №67305А)

Економічний ефект від впровадження технічних рішень, спрямованих на підвищення стабільності роботи різьбових з’єднань колони насосно-компресорних труб шляхом монтажу в нижній частині колони запобіжних пристроїв та віброізолятора, досягається за рахунок скорочення витрат на проведення капітальних ремонтів свердловин підземних сховищ газу. Застосування даного методу дає можливість запобігти відгвинчуванню нижньої частини колони насосно-компресорних труб і, за рахунок цього, продовжити міжремонтний термін експлуатації свердловини, усуваючи потребу проведення капітальних ремонтів, пов’язаних з виконанням ловильних робіт.

Економічний ефект від впровадження даного заходу розраховуємо для двох свердловин (№64 і №94) Богородчанського підземного сховища газу УМГ “Прикарпаттрансгаз”, на яких у 2006 році було виявлено відкручування відповідно однієї та двох насосно-компресорних труб, після чого було проведено ловильні роботи.

Економічний ефект визначаємо за формулою:

$$E = V_{\text{крс}} - V_{\text{виг}},$$

де $V_{\text{крс}}$ – середня кошторисна вартість проведення капітального ремонту однієї свердловини, тис.грн.; $V_{\text{виг}}$ – витрати на виготовлення стопорного пристрою і віброізолятора, тис. грн.

Згідно з довідками Богородчанського ВУПЗГ УМГ “Прикарпаттрансгаз”, кошторисна вартість ремонтних робіт на двох свердловинах Богородчанського ПСГ становить:

- на свердловині №64 – 168,558 тис.грн.;
- на свердловині №94 – 223,486 тис.грн.

Середня вартість капітального ремонту однієї свердловини ПСГ складає:

$$V_{\text{крс}} = \frac{V_{\text{крс}}^{64} + V_{\text{крс}}^{94}}{2} = \frac{168,558 + 223,486}{2} = 196,022 \text{ тис. грн.},$$

де $V_{\text{крс}}^{64}$ і $V_{\text{крс}}^{94}$ – кошторисна вартість ремонтних робіт на свердловинах №64 і 94 Богородчанського ПСГ відповідно.

Згідно з кошторисом, вартість виготовлення стопорного пристрою і віброізолятора для встановлення на одній свердловині Богородчанського ПСГ складає 3,359 тис.грн.

Економічний ефект E від впровадження технічних рішень на одній свердловині

$$E = V_{\text{крс}} - V_{\text{виг}} = 196,022 - 3,359 = 192,663 \text{ тис.грн.}$$

Економічний ефект від впровадження технічних рішень на двох свердловинах Богородчанського ПСГ E_{Σ} становить:

$$E_{\Sigma} = 192,663 \times 2 = 385,326 \text{ тис.грн.}$$

Таким чином, очікуваний економічний ефект від впровадження даного заходу на двох свердловинах Богородчанського ПСГ становить 385,326 тис.грн. (триста вісімдесят п'ять тисяч триста двадцять шість гривень).

Начальник планово-
економічного відділу



П.І.Бородайкевич

ДОДАТОК Б

Програми розрахунку вільних та вимушених поздовжніх, поперечних і крутильних коливань насосно-компресорних труб

Програма розрахунку власних частот і форм поздовжніх і крутильних коливань колони насосно-компресорних труб

```

DIMENSION EL(50),G(50),PO(50),SIP(50),SI(51),C(51),
*Y(10),FI(10,201),EM(10,201)
COMMON /ALG/ EL,G
COMMON /AI/ SIP
COMMON /AP/ PO
COMMON /AIC/ SI,C
COMMON /AFM/ FI,EM
COMMON /NNN/ N
OPEN (UNIT = 1, FILE = 'F1.DAN')
READ (1,10) N,NEIG,K,
*OMH,OMK,EPS
N1 = N+1
K1 = K+1
READ (1,11) (EL(I), I = 1,N),
*(G(I), I = 1,N),
*(PO(I), I = 1,N),
*(SIP(I), I = 1,N),
*(SI(I), I = 1, N1),
*(C(I), I = 1,N1)
10 FORMAT (/3I4//3E12.5)
11 FORMAT (/5E12.5//5E12.5//5E12.5//5E12.5//6E12.5//6E12.5)
PRINT 10, N,NEIG,K,
*OMH,OMK,EPS
PRINT 11, (EL(I), I = 1,N),
*(G(I), I = 1,N),
*(PO(I), I = 1,N),
*(SIP(I), I = 1,N),
*(SI(I), I = 1,N1),
*(C(I), I = 1,N1)
CALL TRANS (NEIG,OMH,OMK,EPS,Y)
DO 30 I = 1,NEIG
CALL FORM (I,K,Y(I))
30 CONTINUE
DO 1 I = 1,NEIG
1 Y(I) = Y(I)/6.283184
PRINT 21, NEIG
PRINT 22, (Y(I), I = 1,NEIG)
PRINT 23
CALL PR (NEIG,K,FI)
PRINT 24
CALL PR (NEIG,K,EM)
33 FORMAT (5E12.5)
34 FORMAT (2X,5E12.5)
21 FORMAT (//17X,'Wurden ',I2,' Czesotliwosci drgan wlasnych (Hz):')
23 FORMAT (//20X,'Postacie przemieszczen wzdluznych')
24 FORMAT (//20X,'Postacie sil wzdluznych')
22 FORMAT (/6E12.4)
STOP
END

```

```

SUBROUTINE TRANS (K,XH,XK,EPS,Y)
DIMENSION Y(K)
X = XH-EPS
I = 0
KX = 0
DX = EPS
1 CONTINUE

```

```

1 = I+1
X = X+DX
IF (X.GT.XK) GOTO 5
F = FUNK (X)
IF (I.NE.1) GOTO 2
F1 = F
GOTO 1
2 CONTINUE
IF ((F*F1).LE.0.) GOTO 3
F1 = F
IF (I.NE.50) GOTO 1
DX = 10.*DX
I = 1
GOTO 1
3 CONTINUE
IF (DX.LE.EPS) GOTO 4
X = X-DX
DX = DX/10.
I = 1
GOTO 1
4 CONTINUE
KX = KX+1
Y(KX) = X-DX/2.
IF (KX.EQ.K) GOTO 7
F1 = F
I = 1
DX = EPS
GOTO 1
5 CONTINUE
PRINT 6, XH,XK,KX
6 FORMAT (/6X,'In Intervall ',E11.5,' ... ',E11.5,
*' existieren ',I2,' Wurzeln'/22X,
*'der transzendenten Gleichung')
K = KX
7 CONTINUE
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE MUL21 (K,A,X,Y)
Y(K) = A(K,K)*X(K)
DIMENSION A(K,K),X(K),Y(K)
DO 2 I = 1,K
Y(I) = 0.
DO 1 J = 1,K
Y(I) = Y(I)+A(I,J)*X(J)
1 CONTINUE
2 CONTINUE
RETURN
END

```

```

FUNCTION FUNK (OM)
DIMENSION R(2,2),S(2,2),X(2),Y(2)
COMMON /NNN/ N
N1 = N+1
I = 1
X(1) = 1.
X(2) = 0.
1 CONTINUE
CALL SD (I,N,OM,S)

```

```

CALL MUL21 (2,S,X,Y)
IF (I.EQ.N1) GOTO 5
CALL RD(I,1.,OM,R)
CALL MUL21 (2,R,Y,X)
I = I+1
IF (I.LE.N1) GOTO 1
5 CONTINUE
FUNK = Y(2)
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE SD (I,N,OM,S)
DIMENSION EL(50),G(50),SIP(50),SI(51),C(51),S(2,2)
COMMON /ALG/ EL,G
COMMON /AI/ SIP
COMMON /AIC/ SI,C
N1 = N+1
S(1,1) = 1.
S(1,2) = 0.
IF (I.NE.1) GOTO 1
S(2,1) = EL(1)*(C(1)-SI(1)*OM*OM)/G(1)/SIP(1)
S(2,2) = 0.
GOTO 3
1 CONTINUE
IF (I.EQ.N1) GOTO 2
I1 = I-1
S(2,1) = EL(I)*(C(I)-SI(I)*OM*OM)/G(I)/SIP(I)
S(2,2) = EL(I)*G(I1)*SIP(I1)/EL(I1)/G(I)/SIP(I)
GOTO 3
2 CONTINUE
S(2,1) = EL(N)*(C(I)-SI(I)*OM*OM)/G(N)/SIP(N)
S(2,2) = 1.
3 CONTINUE
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE RD (I,XI,OM,R)
DIMENSION EL(50),G(50),PO(50),R(2,2)
COMMON /ALG/ EL,G
COMMON /AP/ PO
A = SQRT(G(I)/PO(I))
B = EL(I)*OM/A
C = B*XI
SC = SIN(C)
CC = COS(C)
R(1,1) = CC
R(1,2) = SC/B
R(2,1) = -B*SC
R(2,2) = CC
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE FORM (NF,K,OM)
DIMENSION EL(50),G(50),SIP(50),FI(10,201),EM(10,201),
*X(2),Y(2),S(2,2),R(2,2)
COMMON /ALG/ EL,G
COMMON /AI/ SIP

```

```

COMMON /AFM/ FI,EM
COMMON /NNN/ N
K1 = K+1
ELS = 0.
DO 1 I = 1,N
1 ELS = ELS+EL(I)
DXL = ELS/K
XL = 0.
XL0 = 0.
I = 1
I1 = 2
J = 1
Y(1) = 1.
Y(2) = 0.
CALL SD (1,N,OM,S)
CALL MUL21 (2,S,Y,X)
2 CONTINUE
XL = DXL*(J-1)
XLI = XL-XL0
IF (XLI.LE.EL(I)) GOTO 3
IF (J.EQ.K1) GOTO 3
CALL RD (I,1.,OM,R)
CALL MUL21 (2,R,X,Y)
CALL SD (I1,N,OM,S)
CALL MUL21 (2,S,Y,X)
XL0 = XL0+EL(I)
XLI = XL-XL0
I = I+1
I1 = I+1
3 CONTINUE
XI = XLI/EL(I)
CALL RD (I,XI,OM,R)
CALL MUL21 (2,R,X,Y)
FI (NF,J) = Y(1)
EM (NF,J) = Y(2)*G(I)*SIP(I)/EL(I)
J = J+1
IF (J.LE.K1) GOTO 2
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE PR (NEIG,K,A)
DIMENSION A(10,201),II(10)
K1 = K+1
DO 2 I = 1,NEIG
AM = 0.0
DO 3 J = 1,K1
IF (ABS(A(I,J)).GT.AM) AM = ABS(A(I,J))
3 CONTINUE
DO 4 J = 1,K1
4 A(I,J) = A(I,J)/AM
2 CONTINUE
IJ = 0
DO 5 I = 1,NEIG
IJ = IJ+1
5 II(I) = IJ
PRINT 6, (II(I),I = 1,NEIG)
6 FORMAT (5X,'XI',10I8)
DO 8 J = 1,K1
XI = (1.0)*(J-1)/K
PRINT 7, XI, (A(I,J),I = 1,NEIG)
8 CONTINUE

```



```

V FORMAT (11F8.4)
RETURN
END

```

```

.....
Програма розрахунку власних частот і форм поперечних
коливань колони насосно-компресорних труб

```

```

IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION EL(50),E(50),G(50),PO(50),A(50),SIE(50),AK(50),
*P(50),SM(51),SI(51),CW(51),CF(51),Y(10),W(10,201),
*FI(10,201),EM(10,201),Q(10,201)
COMMON /BEL/ EL,E,G,PO,A,SIE,AK,P
COMMON /BGR/ SM,SI,CW,CF
COMMON /BFM/ W,FI,EM,Q
COMMON /NNN/ N
OPEN (UNIT = 1, FILE = 'F3.DAN')
OPEN (UNIT = 2, FILE = 'FW1.XY')
OPEN (UNIT = 3, FILE = 'FW2.XY')
OPEN (UNIT = 4, FILE = 'FW3.XY')
OPEN (UNIT = 5, FILE = 'FW4.XY')
OPEN (UNIT = 6, FILE = 'FW5.XY')
READ (1,1) N,NEIG,K,OMH,OMK,EPS
N1 = N+1
K1 = K+1
READ (1,2) (EL(I),I = 1,N),
*(E(I),I = 1,N),
*(G(I),I = 1,N),
*(PO(I),I = 1,N),
*(A(I),I = 1,N),
*(SIE(I),I = 1,N),
*(AK(I),I = 1,N),
*(P(I),I = 1,N),
*(SM(I),I = 1,N1),
*(SI(I),I = 1,N1),
*(CW(I),I = 1,N1),
*(CF(I),I = 1,N1)
1 FORMAT (/3I4//3E12.5)
2 FORMAT (/3E12.5//3E12.5//3E12.5//3E12.5//3E12.5//3E12.5//
*3E12.5//3E12.5//4E12.5//4E12.5//4E12.5//4E12.5)
PRINT 11, N,NEIG,K,OMH,OMK,EPS
PRINT 12, (EL(I),I = 1,N)
PRINT 13, (E(I),I = 1,N)
PRINT 14, (G(I),I = 1,N)
PRINT 15, (PO(I),I = 1,N)
PRINT 16, (A(I),I = 1,N)
PRINT 17, (SIE(I),I = 1,N)
PRINT 18, (AK(I),I = 1,N)
PRINT 19, (P(I),I = 1,N)
PRINT 20, (SM(I),I = 1,N1)
PRINT 21, (SI(I),I = 1,N1)
PRINT 22, (CW(I),I = 1,N1)
PRINT 23, (CF(I),I = 1,N1)
11 FORMAT (' N=',I3,' NEIG=',I2,' K=',I3,' OMH=',E10.4,
*' OMK=',E10.4,' EPS=',E10.4)
12 FORMAT (' EL ',5E12.5)
13 FORMAT (' E ',5E12.5)
14 FORMAT (' G ',5E12.5)
15 FORMAT (' PO ',5E12.5)
16 FORMAT (' A ',5E12.5)
17 FORMAT (' SIE',5E12.5)
18 FORMAT (' AK ',5E12.5)
19 FORMAT (' P ',5E12.5)

```

```

20 FORMAT (' SM ',5E12.5)
21 FORMAT (' SI ',5E12.5)
22 FORMAT (' CW ',5E12.5)
23 FORMAT (' CF ',5E12.5)
  CALL TRANS (NEIG,OMH,OMK,EPS,Y)
  DO 5 I = 1,NEIG
    Y(I) = Y(I)/(6.283184D 00)
  5 CONTINUE
  PRINT 3, NEIG
  2 FORMAT (/9X,'Wurden',I3,' Eigenfrequenzen erhalten (Hz):')
  PRINT 4, (Y(I),I = 1,NEIG)
  4 FORMAT (7E11.4)
  DO 6 I = 1,NEIG
    OM = Y(I)*(6.283184D 00)
    CALL FORM (I,K,OM)
  6 CONTINUE
  ELS = 0.0D 00
  DO 24 I = 1,N
24 ELS = ELS+EL(I)
  DXL = ELS/K
  PRINT 7
  7 FORMAT (/9X,'Eigenformen von Verschiebung')
  CALL PR (NEIG,K,W)
  PRINT 8
  8 FORMAT (/9X,'Eigenformen von Winkel')
  CALL PR (NEIG,K,FI)
  PRINT 9
  9 FORMAT (/9X,'Eigenformen von Biegemoment')
  CALL PR (NEIG,K,EM)
  PRINT 10
10 FORMAT (/9X,'Eigenformen von Querkraft')
  CALL PR (NEIG,K,Q)
  ELS = 0.0D 00
  DO 30 I = 1,N
30 ELS = ELS+EL(I)
  DXL = ELS/K
  I = 1
32 CONTINUE
  XL = (I-1)*DXL
  WRITE (2,31) XL,W(1,I)
  WRITE (3,31) XL,W(2,I)
  WRITE (4,31) XL,W(3,I)
  WRITE (5,31) XL,W(4,I)
  WRITE (6,31) XL,W(5,I)
  I = I+1
  IF (I.LE.K1) GOTO 32
31 FORMAT (2E14.7)
  STOP
  END

```

3-*****

```

SUBROUTINE TRANS (K,XH,XK,EPS,Y)
  IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
  DIMENSION Y(10),FW(10)
  COMMON /BW/ FW
  COMMON /BW1/ FW1
  X = XH-EPS
  I = 0
  KX = 0
  DX = EPS
  1 CONTINUE
  I = I+1

```

```

X = X+DX
IF (X.GT.XK) GOTO 5
F = FUNK (X)
IF (I.NE.1) GOTO 2
F1 = F
GOTO 1
2 CONTINUE
IF ((F*F1).LE.(0.0D 00)) GOTO 3
F1 = F
IF (I.NE.30) GOTO 1
DX = (0.1D 02)*DX
I = I + 1
GOTO 1
3 CONTINUE
IF (DX.LE.EPS) GOTO 4
X = X-DX
DX = DX/(0.1D 02)
I = I + 1
GOTO 1
4 CONTINUE
KX = KX+1
Y(KX) = X-DX/(0.2D 01)
FW(KX) = FW1
IF (KX.EQ.K) GOTO 7
I = 0
DX = EPS
X = X+DX
GOTO 1
5 CONTINUE
PRINT 6, XH,XK,KX
6 FORMAT (/6X,'In Intervall ',E11.5,' ... ',E11.5,
*' existieren ',I2,' Wurzeln'/22X,
*'der transzendenten Gleichung')
K = KX
7 CONTINUE
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE MUL (K,A,X,Y)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
Y(K) = A(K,K)*X(K)
DIMENSION A(K,K),X(K),Y(K)
DO 2 I = 1,K
Y(I) = (0.0D 00)
DO 1 J = 1,K
Y(I) = Y(I)+A(I,J)*X(J)
1 CONTINUE
2 CONTINUE
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE MUL22 (K,A,B,C)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION A(K,K),B(K,K),C(K,K)
DO 1 I = 1,K
DO 1 J = 1,K
C(I,J) = (0.D 00)
1 CONTINUE
DO 3 I = 1,K

```

```

DO 3 J = 1,K
DO 2 M = 1,K
C(I,J) = C(I,J)+A(I,M)*B(M,J)
2 CONTINUE
3 CONTINUE
RETURN
END

```

```

FUNCTION FUNK (OM)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION R(4,4),S(4,4),B1(4,4),B2(4,4),X(4),Y(4),Z(2,2)
COMMON /BW1/ FW1
COMMON /NNN/ N
N1 = N+1
K = 1
1 CONTINUE
I = 1
DO 2 J = 1,4
X(J) = 0.0D 00
2 CONTINUE
IF (K.EQ.1) X(1) =0.1D-03
IF (K.EQ.2) X(2) = 0.1D-03
3 CONTINUE
CALL SB (I,OM,S)
CALL MUL (4,S,X,Y)
IF (I.EQ.N1) GOTO 4
CALL BB (I,OM,B1,B2)
CALL MUL (4,B1,Y,X)
XI = 1.0D 00
CALL RB (I,XI,OM,R)
CALL MUL (4,R,X,Y)
CALL MUL (4,B2,Y,X)
I = I+1
GOTO 3
4 CONTINUE
Z(1,K) = Y(3)
Z(2,K) = Y(4)
K = K+1
IF (K.LE.2) GOTO 1
FUNK = Z(1,1)*Z(2,2)-Z(1,2)*Z(2,1)
FW1 = -Z(1,1)/Z(1,2)
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE SB (I,OM,S)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION SM(51),SI(51),CW(51),CF(51),S(4,4)
COMMON /BGR/ SM,SI,CW,CF
DO 1 J = 1,4
DO 1 K = 1,4
S(J,K) = 0.0D 00
1 CONTINUE
DO 2 J = 1,4
2 S(J,J) = 1.0D 00
S(3,2) = SI(I)*OM*OM-CF(I)
S(4,1) = CW(I)-SM(I)*OM*OM
RETURN
END

```

```

-----
SUBROUTINE RB (I,XI,OM,R)
  IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
  DIMENSION EL(50),E(50),G(50),PO(50),A(50),SIE(50),AK(50),
  *P(50),R(4,4)
  COMMON /BEL/ EL,E,G,PO,A,SIE,AK,P
  XI = XI*EL(I)
  GG = AK(I)*G(I)*A(I)
  GK = GG/(GG-P(I))/SIE(I)/E(I)
  POM = PO(I)*OM*OM
  POI = SIE(I)*POM
  POK = SIE(I)*POM*POM
  POA = A(I)*POM
  B = GK*(P(I)+POI*(E(I)/G(I)/AK(I)+(1.0D 00)-P(I)/GG))
  C = GK*(POA-POK/AK(I)/G(I))
  SQ = DSQRT(B*B/(4.0D 00)+C)
  A1 = DSQRT(B/(2.0D 00)+SQ)
  A2 = DSQRT(-B/(2.0D 00)+SQ)
  AL = (1.0D 00)/(A1*A1+A2*A2)
  A12 = A1*A1*A2*A2
  C1 = DCOS(A1*XI)
  S1 = DSIN(A1*XI)
  E2 = DEXP(A2*XI)
  CH2 = (E2+(1.0D 00)/E2)/(2.0D 00)
  SH2 = (E2-(1.0D 00)/E2)/(2.0D 00)
  R(1,1) = AL*(A2*A2*C1+A1*A1*CH2)
  R(1,2) = AL*(A2*A2*S1/A1+A1*A1*SH2/A2)
  R(1,3) = AL*(-C1+CH2)
  R(1,4) = AL*(-S1/A1+SH2/A2)
  R(2,1) = A12*R(1,4)
  R(2,2) = R(1,1)
  R(2,3) = AL*(A1*S1+A2*SH2)
  R(2,4) = R(1,3)
  R(3,1) = A12*R(1,3)
  R(3,2) = R(2,1)
  R(3,3) = AL*(A1*A1*C1+A2*A2*CH2)
  R(3,4) = R(2,3)
  R(4,1) = A12*R(2,3)
  R(4,2) = R(3,1)
  R(4,3) = AL*(-A1*A1*A1*S1+A2*A2*A2*SH2)
  R(4,4) = R(3,3)
  RETURN
  END

```

```

-----
SUBROUTINE BB (I,OM,B1,B2)
  IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
  DIMENSION EL(50),E(50),G(50),PO(50),A(50),SIE(50),AK(50),
  *P(50),B1(4,4),B2(4,4)
  COMMON /BEL/ EL,E,G,PO,A,SIE,AK,P
  DO 1 J = 1,4
  DO 1 K = 1,4
  B1(J,K) = 0.0D 00
  B2(J,K) = 0.0D 00
1 CONTINUE
  EE = E(I)*SIE(I)
  GG = AK(I)*G(I)*A(I)
  PM = PO(I)*OM*OM
  PA = A(I)*PM
  PP = SIE(I)*PM

```

```

SS = GG-PP
HH = GG-P(I)
EG = E(I)/(AK(I)*G(I))
ES = (AK(I)*G(I)+E(I))*A(I)
B1(1,1) = 1.D 00
B1(2,2) = GG/HH
B1(2,4) = (1.0D 00)/HH
B1(3,1) = -PA/HH
B1(3,3) = -GG/EE/HH
B1(4,2) = -GG/HH*(P(I)*SS/EE/HH+PA/EG/HH+PA/HH)
B1(4,4) = -GG/HH*(GG/EE/HH+PA/GG/HH)
B2(1,1) = 1.D 00
B2(2,2) = (GG/SS+EG*PP/SS)
B2(2,4) = EE/GG*HH/SS
B2(3,1) = -EG*PP
B2(3,3) = -EE/GG*HH
B2(4,2) = -(P(I)+ES/SS*PP)
B2(4,4) = -EE/SS*HH
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE FORM (NF,K,OM)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION EL(50),E(50),G(50),PO(50),A(50),SIE(50),AK(50),
*P(50),W(10,201),FI(10,201),EM(10,201),Q(10,201),X(4),
*X1(4),Y(4),S(4,4),R(4,4),B1(4,4),B2(4,4),FW(10)
COMMON /BEL/ EL,E,G,PO,A,SIE,AK,P
COMMON /BW/ FW
COMMON /BFM/ W,FI,EM,Q
COMMON /NNN/ N
K1 = K+1
ELS = 0.0D 00
DO 1 I = 1,N
1 ELS = ELS+EL(I)
DXL = ELS/K
XL = 0.0D 00
XL0 = 0.0D 00
I1 = 1
I1 = 2
J = 1
X(1) = 0.1D-02
X(2) = FW(NF)*X(1)
X(3) = 0.0D 00
X(4) = 0.0D 00
CALL SB (1,OM,S)
CALL MUL (4,S,X,Y)
CALL BB (1,OM,B1,B2)
CALL MUL (4,B1,Y,X)
2 CONTINUE
XL = DXL*(J-1)
XLI = XL-XL0
IF (XLI.LE.EL(I)) GOTO 3
IF (J.EQ.K1) GOTO 3
XI = 1.0D 00
CALL RB (I,XI,OM,R)
CALL MUL (4,R,X,Y)
CALL MUL (4,B2,Y,X)
CALL SB (I1,OM,S)
CALL MUL (4,S,X,Y)
CALL BB (I1,OM,B1,B2)
CALL MUL (4,B1,Y,X)

```

```

XLO = XLO+EL(I)
XLI = XL-XLO
I = I+1
I1 = I+1
3 CONTINUE
XI = XLI/EL(I)
CALL RB (I,XI,OM,R)
CALL MUL (4,R,X,Y)
CALL MUL (4,B2,Y,X1)
W (NF,J) = X1(1)
FI (NF,J) = X1(2)
EM (NF,J) = X1(3)
Q (NF,J) = X1(4)
J = J+1
IF (J.LE.K1) GOTO 2
RETURN
END

```

C*****

```

SUBROUTINE PR (NEIG,K,A)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION A(10,201),II(10)
K1 = K+1
DO 2 I = 1,NEIG
AM = 0.0D 00
DO 3 J = 1,K1
IF (DABS(A(I,J)).GT.AM) AM = DABS(A(I,J))
3 CONTINUE
DO 4 J = 1,K1
4 A(I,J) = A(I,J)/AM
2 CONTINUE
IJ = 0
DO 5 I = 1,NEIG
IJ = IJ+1
5 II(I) = IJ
PRINT 6, (II(I),I = 1,NEIG)
6 FORMAT (5X,'XI',10I8)
DO 8 J = 1,K1
XI = (1.0D 00)*(J-1)/K
PRINT 7, XI, (A(I,J),I = 1,NEIG)
8 CONTINUE
7 FORMAT (11F8.4)
RETURN
END

```

C*****

C Програма розрахунку вимушених поперечних коливань
C колони насосно-компресорних труб
C
C

```

IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION EL(50),E(50),G(50),PO(50),A(50),SIE(50),AK(50),
*P(50),SM(51),SI(51),CW(51),CF(51),
*SM11(51),SM12(51),CW10(51),CW11(51),CW12(51)
C *,Y(10),W(10,201),
C *FI(10,201),EM(10,201),Q(10,201)
COMMON /BEL/ EL,E,G,PO,A,SIE,AK,P
COMMON /BGR/ SM,SI,CW,CF,SM11,SM12,CW10,CW11,CW12
C COMMON /BFM/ W,FI,EM,Q
COMMON /AMPL/ W0,WL,Y11,Y12,EM0,F11,F12
COMMON /NNN/ N
OPEN (UNIT = 1, FILE = 'F3.DAN')

```

```

OPEN (UNIT = 2, FILE = 'W0.XY')
OPEN (UNIT = 3, FILE = 'WL.XY')
OPEN (UNIT = 4, FILE = 'Y11.XY')
OPEN (UNIT = 5, FILE = 'Y12.XY')
OPEN (UNIT = 6, FILE = 'EM0.XY')
OPEN (UNIT = 7, FILE = 'F11.XY')
OPEN (UNIT = 8, FILE = 'F12.XY')
READ (1,1) N
N1 = N+1
K1 = K+1
READ (1,2) (EL(I), I = 1, N),
*(E(I), I = 1, N),
*(G(I), I = 1, N),
*(PO(I), I = 1, N),
*(A(I), I = 1, N),
*(SIE(I), I = 1, N),
*(AK(I), I = 1, N),
*(P(I), I = 1, N),
*(SM(I), I = 1, N1),
*(SI(I), I = 1, N1),
*(CW(I), I = 1, N1),
*(CF(I), I = 1, N1),
*(SM11(I), I = 1, N1),
*(SM12(I), I = 1, N1),
*(CW10(I), I = 1, N1),
*(CW11(I), I = 1, N1),
*(CW12(I), I = 1, N1)
1 FORMAT (/I4)
2 FORMAT (/4E12.5//4E12.5//4E12.5//4E12.5//4E12.5//4E12.5//
*4E12.5//4E12.5//5E12.5//5E12.5//5E12.5//5E12.5//
*5E12.5//5E12.5//5E12.5//5E12.5//5E12.5)
PRINT 11, N
PRINT 12, (EL(I), I = 1, N)
PRINT 13, (E(I), I = 1, N)
PRINT 14, (G(I), I = 1, N)
PRINT 15, (PO(I), I = 1, N)
PRINT 16, (A(I), I = 1, N)
PRINT 17, (SIE(I), I = 1, N)
PRINT 18, (AK(I), I = 1, N)
PRINT 19, (P(I), I = 1, N)
PRINT 20, (SM(I), I = 1, N1)
PRINT 21, (SI(I), I = 1, N1)
PRINT 22, (CW(I), I = 1, N1)
PRINT 23, (CF(I), I = 1, N1)
PRINT 24, (SM11(I), I = 1, N1)
PRINT 25, (SM12(I), I = 1, N1)
PRINT 26, (CW10(I), I = 1, N1)
PRINT 27, (CW11(I), I = 1, N1)
PRINT 28, (CW12(I), I = 1, N1)
11 FORMAT (' N=', I3)
12 FORMAT (' EL ', 5E12.5)
13 FORMAT (' E ', 5E12.5)
14 FORMAT (' G ', 5E12.5)
15 FORMAT (' PO ', 5E12.5)
16 FORMAT (' A ', 5E12.5)
17 FORMAT (' SIE', 5E12.5)
18 FORMAT (' AK ', 5E12.5)
19 FORMAT (' P ', 5E12.5)
20 FORMAT (' SM ', 5E12.5)
21 FORMAT (' SI ', 5E12.5)
22 FORMAT (' CW ', 5E12.5)
23 FORMAT (' CF ', 5E12.5)
24 FORMAT (' SM11', 5E12.5)

```



```

25 FORMAT ('SM12',5E12.5)
26 FORMAT ('CW10',5E12.5)
27 FORMAT ('CW11',5E12.5)
28 FORMAT ('CW12',5E12.5)

```

```

FR = 0.1
33 CONTINUE
OM = FR*6.283184
CALL WIBR (OM)
WRITE (2,31) FR,W0
WRITE (3,31) FR,WL
WRITE (4,31) FR,Y11
WRITE (5,31) FR,Y12
WRITE (6,31) FR,EMO
WRITE (7,31) FR,F11
WRITE (8,31) FR,F12
FR = FR/6.283184
FR = FR+0.1
IF (FR.LE.20.) GOTO 33
31 FORMAT (2E14.7)

STOP
END

```

```

*****

SUBROUTINE MUL (K,A,X,Y)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
Y(K) = A(K,K)*X(K)
DIMENSION A(K,K),X(K),Y(K)
DO 2 I = 1,K
Y(I) = (0.0D 00)
DO 1 J = 1,K
Y(I) = Y(I)+A(I,J)*X(J)
1 CONTINUE
2 CONTINUE
RETURN
END

```

```

*****

SUBROUTINE MUL22 (K,A,B,C)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION A(K,K),B(K,K),C(K,K)
DO 1 I = 1,K
DO 1 J = 1,K
C(I,J) = (0.D 00)
1 CONTINUE
DO 3 I = 1,K
DO 3 J = 1,K
DO 2 M = 1,K
C(I,J) = C(I,J)+A(I,M)*B(M,J)
2 CONTINUE
3 CONTINUE
RETURN
END

```

```

*****

SUBROUTINE WIBR (OM)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION R(4,4),S(4,4),B1(4,4),B2(4,4),X(4),Y(4),Z(2,2),
*YY(4,2),SM(51),SI(51),CW(51),CF(51),SM11(51),SM12(51),

```

```

*CW10(51),CW11(51),CW12(51)
COMMON /BGR/ SM,SI,CW,CF,SM11,SM12,CW10,CW11,CW12
COMMON /AMPL/ W0,WL,Y11,Y12,EM0,F11,F12
COMMON /NNN/ N
N1 = N+1
K = 1
1 CONTINUE
I = 1
DO 2 J = 1,4
X(J) = 0.0D 00
2 CONTINUE
IF (K.EQ.1) X(1) =0.1D-03
IF (K.EQ.2) X(3) = 0.1D-03
3 CONTINUE
CALL SB (I,OM,S)
CALL MUL (4,S,X,Y)
IF (I.EQ.N1) GOTO 4
CALL BB (I,OM,B1,B2)
CALL MUL (4,B1,Y,X)
XI = 1.0D 00
CALL RB (I,XI,OM,R)
CALL MUL (4,R,X,Y)
CALL MUL (4,B2,Y,X)
I = I+1
GOTO 3
4 CONTINUE
DO 5 J = 1,4
YY(J,K) = Y(J)
5 CONTINUE
Z(1,K) = Y(3)
Z(2,K) = Y(4)
K = K+1
IF (K.LE.2) GOTO 1
DEL = (Z(1,1)*Z(2,2)-Z(1,2)*Z(2,1))*10000.
DELY = -Z(2,1)
DELM = Z(2,2)
X(1) = DELY/DEL
X(2) = 0.
X(3) = DELM/DEL
X(4) = 0.
W0 = X(1)
WL = (YY(1,1)*X(1)+YY(1,2)*X(3))*10000.
Y11 = CW11(1)*X(1)/(CW10(1)+CW11(1)-SM11(1)*OM*OM)
Y12 = CW12(1)*X(1)/(CW11(1)-SM12(1)*OM*OM)
EM0 = X(3)
F11 = CW11(1)*X(1)*(SM11(1)*OM*OM-CW10(1))/
*(CW10(1)+CW11(1)-SM11(1)*OM*OM)
F12 = CW12(1)*X(1)*SM12(1)*OM*OM/
*(CW12(1)-SM12(1)*OM*OM)
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE SB (I,OM,S)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION SM(51),SI(51),CW(51),CF(51),S(4,4),
*SM11(51),SM12(51),CW10(51),CW11(51),CW12(51)
COMMON /BGR/ SM,SI,CW,CF,SM11,SM12,CW10,CW11,CW12
DO 1 J = 1,4
DO 1 K = 1,4
S(J,K) = 0.0D 00

```

```

1 CONTINUE
  DO 2 J = 1,4
2 S(J,J) = 1.0D 00
  S(3,2) = SI(I)*OM*OM-CF(I)
  S(4,1) = CW(I)-SM(I)*OM*OM
  IF (CW11(I).EQ.0.) GOTO 3
  S(4,1) = S(4,1)+CW11(I)-CW11(I)*CW11(I)/
*(CW10(I)+CW11(I)-SM11(I)*OM*OM)
3 CONTINUE
  IF (CW12(I).EQ.0.) GOTO 4
  S(4,1) = S(4,1)+CW12(I)-CW12(I)*CW12(I)/
*(CW12(I)-SM12(I)*OM*OM)
4 CONTINUE
  RETURN
  END

```

```

SUBROUTINE RB (I,XI,OM,R)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION EL(50),E(50),G(50),PO(50),A(50),SIE(50),AK(50),
*P(50),R(4,4)
COMMON /BEL/ EL,E,G,PO,A,SIE,AK,P
XI = XI*EL(I)
GG = AK(I)*G(I)*A(I)
GK = GG/(GG-P(I))/SIE(I)/E(I)
POM = PO(I)*OM*OM
POI = SIE(I)*POM
POK = SIE(I)*POM*POM
POA = A(I)*POM
B = GK*(P(I)+POI*(E(I)/G(I)/AK(I)+(1.0D 00)-P(I)/GG))
C = GK*(POA-POK/AK(I)/G(I))
SQ = DSQRT(B*B/(4.0D 00)+C)
A1 = DSQRT(B/(2.0D 00)+SQ)
A2 = DSQRT(-B/(2.0D 00)+SQ)
AL = (1.0D 00)/(A1*A1+A2*A2)
A12 = A1*A1*A2*A2
C1 = DCOS(A1*XI)
S1 = DSIN(A1*XI)
E2 = DEXP(A2*XI)
CH2 = (E2+(1.0D 00)/E2)/(2.0D 00)
SH2 = (E2-(1.0D 00)/E2)/(2.0D 00)
R(1,1) = AL*(A2*A2*C1+A1*A1*CH2)
R(1,2) = AL*(A2*A2*S1/A1+A1*A1*SH2/A2)
R(1,3) = AL*(-C1+CH2)
R(1,4) = AL*(-S1/A1+SH2/A2)
R(2,1) = A12*R(1,4)
R(2,2) = R(1,1)
R(2,3) = AL*(A1*S1+A2*SH2)
R(2,4) = R(1,3)
R(3,1) = A12*R(1,3)
R(3,2) = R(2,1)
R(3,3) = AL*(A1*A1*C1+A2*A2*CH2)
R(3,4) = R(2,3)
R(4,1) = A12*R(2,3)
R(4,2) = R(3,1)
R(4,3) = AL*(-A1*A1*S1+A2*A2*SH2)
R(4,4) = R(3,3)
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE BB (I,OM,B1,B2)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION EL(50),E(50),G(50),PO(50),A(50),SIE(50),AK(50),
*P(50),B1(4,4),B2(4,4)
COMMON /BEL/ EL,E,G,PO,A,SIE,AK,P
DO 1 J = 1,4
DO 1 K = 1,4
B1(J,K) = 0.0D 00
B2(J,K) = 0.0D 00
1 CONTINUE
EE = E(I)*SIE(I)
GG = AK(I)*G(I)*A(I)
PM = PO(I)*OM*OM
PA = A(I)*PM
PP = SIE(I)*PM
SS = GG-PP
HH = GG-P(I)
EG = E(I)/(AK(I)*G(I))
ES = (AK(I)*G(I)+E(I))*A(I)
B1(1,1) = 1.D 00
B1(2,2) = GG/HH
B1(2,4) = (1.0D 00)/HH
B1(3,1) = -PA/HH
B1(3,3) = -GG/EE/HH
B1(4,2) = -GG/HH*(P(I)*SS/EE/HH+PA/EG/HH+PA/HH)
B1(4,4) = -GG/HH*(GG/EE/HH+PA/GG/HH)
B2(1,1) = 1.D 00
B2(2,2) = (GG/SS+EG*PP/SS)
B2(2,4) = EE/GG*HH/SS
B2(3,1) = -EG*PP
B2(3,3) = -EE/GG*HH
B2(4,2) = -(P(I)+ES/SS*PP)
B2(4,4) = -EE/SS*HH
RETURN
END

```

Програма розрахунку поперечно-крутильних
коливань колони насосно-компресорних труб
у свердловині

```

IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION CY(200,200), CFI(200,200),
*DY(200,200), DFI(200,200),
*CZ(200,200), CPSI(200,200),
*DZ(200,200), DPSI(200,200),
*ENY(200,200), ENZ(200,200),
*CGA(200,200), ENGA(200,200),
*EM(200,200), SI(200,200),
*EMO(200,200), SIO(200,200),
*DFIO(200,200), DPSIO(200,200),
*RY(200), RZ(200),
*HY(200,200), HZ(200,200), HGA(200,200),
*UY(200,200), UZ(200,200), UGA(200,200),
*QY(200), QZ(200), QGA(200),
*EMGA(200), EMFGA(200), EMTGA(200),
*YO(200), ZO(200), GA0(200),
*VO(200), WO(200), OM0(200),
*Y(200), Z(200), GA(200),
*V(200), W(200), OM(200),
*Y1(200), Z1(200), GA1(200),
*V1(200), W1(200), OM1(200),

```

```
*Y2(200), Z2(200), GA2(200),
*V2(200), W2(200), OM2(200),
*YS(200), ZS(200), GAS(200),
*VS(200), WS(200), OMS(200),
*BB1(200,200), BB2(200,200),
*B1(200), B2(200)
COMMON /NN/ N
COMMON /TT/ T, DT
```

```
COMMON /DAT/ D0, D, CYZ, CG, UNYZ, UNG, EF
```

```
COMMON /C/ C1,C2,C3,C4,UN,UNGA,EM1,SI1
COMMON /CN/ CY,CFI,DY,DFI,
*CZ,CPSI,DZ,DPSI,ENY,ENZ,CGA,ENGA
COMMON /SMI/ EM,SI,EMO,SIO
COMMON /HU/ HY,HZ,HGA,UY,UZ,UGA
COMMON /Q/ QY,QZ,QGA
COMMON /BB/ B1,B2,BB1,BB2
COMMON /DD/ DFIO, DPSIO
COMMON /YZG0/ Y0,Z0,GA0,V0,W0,OM0
COMMON /YZG/ Y,Z,GA,V,W,OM
COMMON /YZG1/ Y1,Z1,GA1,V1,W1,OM1
COMMON /YZG2/ Y2,Z2,GA2,V2,W2,OM2
COMMON /YZGS/ YS,ZS,GAS,VS,WS,OMS
OPEN (UNIT = 1, FILE = 'PROST_1.DAN')
OPEN (UNIT = 2, FILE = 'YN.RES')
OPEN (UNIT = 3, FILE = 'ZN.RES')
OPEN (UNIT = 4, FILE = 'GAN.RES')
READ (1,1) N
N1 = N-1
READ (1,2) D0, D, DEL,
*EL, PO, E, G,
*UN, UNYZ, UNGA, CYZ,
*AY, AZ, AGA,
*DT,TK
```

```
1 FORMAT (/I5)
2 FORMAT (/3E12.5//4E12.5//4E12.5//3E12.5//2E12.5)
3 FORMAT (2E14.7)
```

```
PI = 3.141592654
EL1 = EL/N
T = 0.
DO 20 I = 1,N
Y0(I) = AY*(1-DCOS(PI*I*EL1/(2*EL)))
Z0(I) = AZ*(1-DCOS(PI*I*EL1/EL))
GA0(I) = AGA*I/N
V0(I) = 0.
W0(I) = 0.
OM0(I) = 0.
20 CONTINUE
```

```
DW = D-2.*DEL
DELR = (D0-D)/2.
A = PI*(D*D-DW*DW)/4.
SIYZ = PI*(D*D*D*D-DW*DW*DW*DW)/64.
SIP = SIYZ*2.
C3 = 2.*E*SIYZ/EL1
C2 = C3/EL1
C1 = C2/EL1
C4 = G*SIP/EL1
CG = C4
EM1 = PO*A*EL1
```

```

SI1 = PO*SIP*EL1

DO 21 I = 1,N
Y(I) = Y0(I)
Z(I) = Z0(I)
GA(I) = GA0(I)
V(I) = V0(I)
W(I) = W0(I)
OM(I) = OM0(I)
21 CONTINUE
WRITE (2,3) T, Y(N)
WRITE (3,3) T, Z(N)
WRITE (4,3) T, GA(N)
CALL KOEF
22 CONTINUE
CALL INT
DO 23 I = 1,N
Y(I) = Y2(I)
Z(I) = Z2(I)
GA(I) = GA2(I)
V(I) = V2(I)
W(I) = W2(I)
OM(I) = OM2(I)
23 CONTINUE
T = T+DT
WRITE (2,3) T, Y(N)
WRITE (3,3) T, Z(N)
WRITE (4,3) T, GA(N)
IF (T.LE.TK+0.0000001) GOTO 22
STOP
END

```

```

SUBROUTINE KOEF
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION CY(200,200), CFI(200,200),
*DY(200,200), DFI(200,200),
*CZ(200,200), CPSI(200,200),
*DZ(200,200), DPSI(200,200),
*ENY(200,200), ENZ(200,200),
*CGA(200,200), ENGA(200,200),
*EM(200,200), SI(200,200),
*EMO(200,200), SIO(200,200),
*DFIO(200,200), DPSIO(200,200),
*HY(200,200), HZ(200,200), HGA(200,200),
*UY(200,200), UZ(200,200), UGA(200,200),
*BB1(200,200), BB2(200,200),
*B1(200), B2(200)
COMMON /NN/ N
COMMON /C/ C1, C2, C3, C4, UN, UNGA, EM1, SI1
COMMON /CN/ CY, CFI, DY, DFI,
*CZ, CPSI, DZ, DPSI, ENY, ENZ, CGA, ENGA
COMMON /SMI/ EM, SI, EMO, SIO
COMMON /HU/ HY, HZ, HGA, UY, UZ, UGA
COMMON /BB/ B1, B2, BB1, BB2
COMMON /DD/ DFIO, DPSIO
N1 = N-1
DO 10 I = 1,N
DO 10 J = 1,N
CY(I,J) = 0.
CFI(I,J) = 0.
DY(I,J) = 0.

```

```

DFI(I,J) = 0.
ENY(I,J) = 0.
CZ(I,J) = 0.
CPSI(I,J) = 0.
DZ(I,J) = 0.
DPSI(I,J) = 0.
ENZ(I,J) = 0.
EM(I,J) = 0.
CGA(I,J) = 0.
ENGA(I,J) = 0.
SI(I,J) = 0.
10 CONTINUE
DO 11 I = 1,N1
CY(I,I) = 12.*C1
CY(I,I+1) = -6.*C1
CY(I+1,I) = -6.*C1
11 CONTINUE
CY(N,N) = 6.*C1
DO 12 I = 1,N1
CFI(I,I+1) = -3.*C2
CFI(I+1,I) = 3.*C2
12 CONTINUE
CFI(N,N) = 3.*C2
DO 13 I = 1,N1
DY(I,I+1) = 3.*C2
DY(I+1,I) = -3.*C2
13 CONTINUE
DY(N,N) = 3.*C2
DO 14 I = 1,N1
DFI(I,I) = 4.*C3
DFI(I,I+1) = C3
DFI(I+1,I) = C3
14 CONTINUE
DFI(N,N) = 2.*C3
DO 15 I = 1,I
ENY(I,I) = UN
15 CONTINUE
DO 16 I = 1,N
DO 16 J = 1,N
CZ(I,J) = CY(I,J)
CPSI(I,J) = CFI(I,J)
DZ(I,J) = DY(I,J)
DPSI(I,J) = DFI(I,J)
ENZ(I,J) = ENY(I,J)
16 CONTINUE
DO 17 I = 1,N1
CGA(I,I) = 2.*C4
CGA(I,I+1) = -C4
CGA(I+1,I) = -C4
17 CONTINUE
CGA(N,N) = C4
DO 18 I = 1,N1
ENGA(I,I) = 2.*UNGA
ENGA(I,I+1) = -UNGA
ENGA(I+1,I) = -UNGA
18 CONTINUE
ENGA(N,N) = UNGA
DO 19 I = 1,N
EM(I,I) = EM1
SI(I,I) = SI1
19 CONTINUE

CALL OM (EM,EMO,BB1,B1,B2,N)

```

```
CALL OM (SI, SIO, BB1, B1, B2, N)
CALL OM (DFI, DFIO, BB1, B1, B2, N)
CALL OM (DPSI, DPSIO, BB1, B1, B2, N)
```

```
CALL MUL22 (N, DFIO, DY, BB1)
CALL MUL22 (N, CFI, BB1, BB2)
DO 30 I = 1, N
DO 30 J = 1, N
BB1(I, J) = BB2(I, J) - CY(I, J)
```

```
30 CONTINUE
```

```
CALL MUL22 (N, EMO, BB1, HY)
CALL MUL22 (N, EMO, ENY, UY)
```

```
CALL MUL22 (N, DPSIO, DZ, BB1)
CALL MUL22 (N, CPSI, BB1, BB2)
DO 31 I = 1, N
DO 31 J = 1, N
BB1(I, J) = BB2(I, J) - CZ(I, J)
```

```
31 CONTINUE
```

```
CALL MUL22 (N, EMO, BB1, HZ)
CALL MUL22 (N, EMO, ENZ, UZ)
```

```
CALL MUL22 (N, SIO, CGA, HGA)
CALL MUL22 (N, SIO, ENGA, UGA)
RETURN
END
```

```
*****
```

```
SUBROUTINE INT
```

```
IMPLICIT REAL*8 (A-H, O-Z)
```

```
DIMENSION Y(200), Z(200), GA(200),
```

```
*V(200), W(200), OM(200),
```

```
*Y0(200), Z0(200), GA0(200),
```

```
*V0(200), W0(200), OM0(200),
```

```
*Y1(200), Z1(200), GA1(200),
```

```
*V1(200), W1(200), OM1(200),
```

```
*Y2(200), Z2(200), GA2(200),
```

```
*V2(200), W2(200), OM2(200),
```

```
*YS(200), ZS(200), GAS(200),
```

```
*VS(200), WS(200), OMS(200),
```

```
*EM(200,200), SI(200,200),
```

```
*EMO(200,200), SIO(200,200),
```

```
*B1(200), B2(200),
```

```
*BB1(200,200), BB2(200,200),
```

```
*HY(200,200), HZ(200,200), HGA(200,200),
```

```
*UY(200,200), UZ(200,200), UGA(200,200),
```

```
*QY(200), QZ(200), QGA(200),
```

```
*QY1(200), QZ1(200), QGA1(200),
```

```
*QYS(200), QZS(200), QGAS(200)
```

```
COMMON /NN/ N
```

```
COMMON /TT/ T, DT
```

```
COMMON /DAT/ D0, D, CYZ, CG, UNYZ, UNG, EF
```

```
COMMON /HU/ HY, HZ, HGA, UY, UZ, UGA
```

```
COMMON /Q/ QY, QZ, QGA
```

```
COMMON /BB/ B1, B2, BB1, BB2
```

```
COMMON /YZG0/ Y0, Z0, GA0, V0, W0, OM0
```

```
COMMON /YZG/ Y, Z, GA, V, W, OM
```

```
COMMON /YZG1/ Y1, Z1, GA1, V1, W1, OM1
```

```
COMMON /YZG2/ Y2, Z2, GA2, V2, W2, OM2
```



```

COMMON /YZGS/  YS,ZS,GAS,VS,WS,OMS

CALL RM (Y,Z,GA,V,W,OM,QY,QZ,QGA)
CALL MUL21 (N,HY,Y,B1)
CALL MUL21 (N,UY,V,B2)
DO 1 I = 1,N
V1(I) = V(I)+DT*(B1(I)-B2(I)-QY(I))
1 CONTINUE
CALL MUL21 (N,HZ,Z,B1)
CALL MUL21 (N,UZ,W,B2)
DO 2 I = 1,N
W1(I) = W(I)+DT*(B1(I)-B2(I)-QZ(I))
2 CONTINUE
CALL MUL21 (N,HGA,GA,B1)
CALL MUL21 (N,UGA,OM,B2)
DO 3 I = 1,N
OM1(I) = OM(I)-DT*(B1(I)+B2(I)+QGA(I))
3 CONTINUE
DO 4 I = 1,N
Y1(I) = Y(I)+DT*V(I)
Z1(I) = Z(I)+DT*W(I)
GA1(I) = GA(I)+DT*OM(I)
4 CONTINUE

CALL RM (Y1,Z1,GA1,V1,W1,OM1,QY1,QZ1,QGA1)
DO 5 I = 1,N
YS(I) = (Y(I)+Y1(I))/2.
ZS(I) = (Z(I)+Z1(I))/2.
GAS(I) = (GA(I)+GA1(I))/2.
VS(I) = (V(I)+V1(I))/2.
WS(I) = (W(I)+W1(I))/2.
OMS(I) = (OM(I)+OM1(I))/2.
QYS(I) = (QY(I)+QY1(I))/2.
QZS(I) = (QZ(I)+QZ1(I))/2.
QGAS(I) = (QGA(I)+QGA1(I))/2.
5 CONTINUE

CALL MUL21 (N,HY,YS,B1)
CALL MUL21 (N,UY,VS,B2)
DO 6 I = 1,N
V2(I) = V(I)+DT*(B1(I)-B2(I)-QYS(I))
6 CONTINUE
CALL MUL21 (N,HZ,ZS,B1)
CALL MUL21 (N,UZ,WS,B2)
DO 7 I = 1,N
W2(I) = W(I)+DT*(B1(I)-B2(I)-QZS(I))
7 CONTINUE
CALL MUL21 (N,HGA,GAS,B1)
CALL MUL21 (N,UGA,OMS,B2)
DO 8 I = 1,N
OM2(I) = OM(I)-DT*(B1(I)+B2(I)+QGAS(I))
8 CONTINUE
DO 9 I = 1,N
Y2(I) = Y(I)+DT*VS(I)
Z2(I) = Z(I)+DT*WS(I)
GA2(I) = GA(I)+DT*OMS(I)
9 CONTINUE
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE RM (Y,Z,GA,V,W,OM,QY,QZ,QGA)

```

```

IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION Y(200), Z(200), GA(200),
*V(200), W(200), OM(200),
*Y0(200), Z0(200), GA0(200),
*V0(200), W0(200), OM0(200),
*EPS(200), TET(200), RC(200), RUN(200),
*RY(200), RZ(200), R(200),
*EMGA(200), EMSGA(200), EMFGA(200),
*EMTGA(200), TETF(200), EFF(200),
*CA(200), SA(200), CB(200), SB(200),
*BB1(200,200), BB2(200,200),
*B1(200), B2(200)
COMMON /YZG0/ Y0,Z0,GA0,V0,W0,OM0
COMMON /DAT/ D0, D, CYZ, CG, UNYZ, UNG, EF
COMMON /HU/ HY, HZ, HGA, UY, UZ, UGA
COMMON /NN/ N
COMMON /TT/ T, DT
COMMON /BB/ B1, B2, BB1, BB2
N1 = N-1
R0 = D0/2.
RD = D/2.
C4 = CG
EPS0 = R0-RD
DO 1 I = 1,N
EPS(I) = DSQRT((Y(I)-Y0(I))**2+(Z(I)-Z0(I))**2)
TET(I) = DSQRT(V(I)**2+W(I)**2)
IF (EPS(I).GT.EPS0) GOTO 2
RC(I) = 0.
RUN(I) = 0.
GOTO 3
2 CONTINUE
RC(I) = CYZ*(EPS(I)-EPS0)
CA(I) = (Y(I)-Y0(I))/EPS(I)
SA(I) = (Z(I)-Z0(I))/EPS(I)
IF(TET(I).NE.0.) GOTO 4
RUN(I) = 0.
GOTO 3
4 CONTINUE
CB(I) = V(I)/TET(I)
SB(I) = W(I)/TET(I)
RUN(I) = UNYZ*TET(I)*(CB(I)*CA(I)+SB(I)*SA(I))
3 CONTINUE
RY(I) = 0.
RZ(I) = 0.
R(I) = RC(I)+RUN(I)
IF (R(I).EQ.0.) GOTO 16
RY(I) = R(I)*CA(I)
RZ(I) = R(I)*SA(I)
16 CONTINUE
1 CONTINUE
EMGA(1) = C4*GA(1)+UNG*OM(1)
DO 5 I = 2,N
EMGA(I) = C4*(GA(I)-GA(I-1))+UNG*(OM(I)-OM(I-1))
5 CONTINUE
DO 6 I = 1,N1
EMSGA(I) = -EMGA(I)+EMGA(I+1)
6 CONTINUE
EMSGA(N) = -EMGA(N)
DO 7 I = 1,N
IF (R(I).NE.0.) GOTO 8
EFF(I) = 0.
GOTO 9
8 CONTINUE

```

```

TETF(I) = TET(I)*(SB(I)*CA(I)-CB(I)*SA(I))
*+OM(I)*(R0-EPS(I))
IF (TETF(I).EQ.0.) GOTO 10
EFF(I) = EF*R(I)
IF (TETF(I).LT.0.) EFF(I) = -EFF(I)
GOTO 9
10 CONTINUE
IF (DABS(EMSGA(I)).GT.EF*R(I)*(R0-EPS(I))) GOTO 11
EFF(I) = EMSGA(I)/(R0-EPS(I))
GOTO 9
11 EFF(I) = EF*R(I)
IF (EMSGA(I).LT.0.) EFF(I) = -EFF(I)
9 CONTINUE
7 CONTINUE
DO 14 I = 1,N
EMFGA(I) = 0.
EMTGA(I) = 0.
IF (R(I).EQ.0.) GOTO 13
RY(I) = RY(I)-EFF(I)*SA(I)
RZ(I) = RZ(I)+EFF(I)*CA(I)
EMFGA(I) = EFF(I)*(R0-EPS(I))
13 CONTINUE
14 CONTINUE
CALL MUL21 (N,EMO,RY,QY)
CALL MUL21 (N,EMO,RZ,QZ)
DO 32 I = 1,N
B1(I) = EMFGA(I)-EMTGA(I)
32 CONTINUE
CALL MUL21 (N,SIO,B1,QGA)
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE SUW (A,B,X,N)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION A(N,N), B(N), X(N)
N1 = N-1
DO 1 I = 1,N1
I1 = I+1
DO 6 K = I1,N
IF (A(I,I).NE.0.) GOTO 2
IF (A(K,I).NE.0.) GOTO 2
EM = 1.
S = 0.
GOTO 9
2 EM = DSQRT(A(I,I)**2+A(K,I)**2)
S = -A(K,I)/EM
EM = A(I,I)/EM
9 CONTINUE
DO 3 J = 1,N
Y = EM*A(I,J)-S*A(K,J)
A(K,J) = S*A(I,J)+EM*A(K,J)
3 A(I,J) = Y
Y = EM*B(I)-S*B(K)
B(K) = S*B(I)+EM*B(K)
B(I) = Y
6 CONTINUE
1 CONTINUE
X(N) = B(N)/A(N,N)
I = N1
4 EM = 0.
N3 = N-I

```

```

DO 5 K = 1,N3
K1 = N-K+1
5 EM = EM+X(K1)*A(I,K1)
X(I) = (B(I)-EM)/A(I,I)
I = I-1
IF (I.GE.1) GOTO 4
RETURN
END

```

```

*****
SUBROUTINE OM (A,X,AX,X1,B,N)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION A(N,N),X(N,N),AX(N,N),X1(N),B(N)
DO 1 I = 1,N
DO 2 II = 1,N
B(II) = 0.D 00
DO 2 JJ = 1,N
2 AX(II,JJ) = A(II,JJ)
B(I) = 1.
CALL SUW (AX,B,X1,N)
DO 3 II = 1,N
3 X(II,I) = X1(II)
1 CONTINUE
RETURN
END

```

```

*****
SUBROUTINE MUL21 (K,A,X,Y)
Y(K) = A(K,K)*X(K)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION A(K,K),X(K),Y(K)
DO 2 I = 1,K
Y(I) = 0.
DO 1 J = 1,K
Y(I) = Y(I)+A(I,J)*X(J)
1 CONTINUE
2 CONTINUE
RETURN
END

```

```

*****
SUBROUTINE MUL22 (K,A,B,C)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION A(K,K),B(K,K),C(K,K)
DO 1 I = 1,K
DO 1 J = 1,K
C(I,J) = 0.D 00
1 CONTINUE
DO 3 I = 1,K
DO 3 J = 1,K
DO 2 M = 1,K
C(I,J) = C(I,J)+A(I,M)*B(M,J)
2 CONTINUE
3 CONTINUE
RETURN
END

```

```

*****

```