

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

На правах рукопису

ВАСИЛИШИН Віталій Ярославович

УДК 622.245.12

ПІДВИЩЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ
ТРУБ НАФТОВОГО СОРТАМЕНТУ

Спеціальність 05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості

Дисертація

на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

*Всі примірники дисертації ідентичні
за змістом.*

*Відомий секретар спеціалізованої вченої
ради Д 20.052.04*

А.С. Мельників М.Д. /



Науковий керівник

член-кореспондент Національної
Академії наук України,

доктор технічних наук, професор
Крижанівський Євстахій Іванович



d502

Івано-Франківськ – 2013

d502

Зміст

	Стор.
Вступ	5
Розділ 1. Критерії працездатності обсадних та насосно-компресорних труб	10
1.1 Аналіз відмов трубних колон при бурінні та експлуатації свердловин	10
1.2 Умови експлуатації та критерії працездатності обсадних труб та їх з'єднань	16
1.3 Умови експлуатації та критерії працездатності насосно-компресорних труб та їх з'єднань	22
1.4 Залежність працездатності різьбових з'єднань від конструктивних і технологічних чинників	26
1.4.1 Розрахунок величини крутного моменту згвинчування обсадних труб	26
1.4.2 Вплив натягу на опір втомі різьбових з'єднань	29
1.4.3 Зміна напружень в різьбовому з'єднанні залежно від крутного моменту згвинчування	32
1.4.4 Вплив зарізьбових розвантажувальних канавок на працездатність різьбових з'єднань	35
Постановка задачі	39
Розділ 2. Удосконалення пружно-деформаційної моделі обсадних і насосно-компресорних труб та їх різьбових з'єднань	41
2.1 Внутрішні силові фактори, що виникають в поперечних перерізах елементів різьбового з'єднання при різних навантаженнях	41
2.1.1 Аналіз силових факторів в елементах різьбового з'єднання при розтягнутих трубі та муфті	41
2.1.2 Аналіз силових факторів в елементах різьбового з'єднання при розтягнутій трубі та стиснутій муфті	46

2.2	Аналіз напружено-деформованого стану обсадної труби	49
2.2.1	Постановка задачі	49
2.2.2	Виведення рівнянь осесиметричного напружено-деформованого стану труб	54
2.2.3	Аналіз напружено-деформованого стану труб	57
2.2.4	Часткові випадки напружено-деформованого стану обсадної труби	61
2.3	Визначення напруженого стану труби, зумовленого залишковими деформаціями	65
2.3.1	Розрахункова схема	65
2.3.2	Вихідні співвідношення для визначення напруженого стану труби, зумовленими залишковими деформаціями	69
2.3.3	Оцінення впливу залишкових деформацій на напружений стан труби	71
	Висновки до розділу 2	74
Розділ 3. Графоаналітичне дослідження геометричних параметрів різьбових з'єднань труб нафтового сортаменту		76
3.1	Визначення основних параметрів конічних різьб	76
3.2	Визначення величини сумарної діаметральної компенсації похибки кроку, кута профілю і конусності різьби	80
3.3	Оптимізація геометричних параметрів різьбових з'єднань насосно-компресорних труб	87
3.3.1	Розроблення алгоритму оптимізації геометричних параметрів різьбової частини насосно-компресорних труб	87
3.3.2	Методика канонічного перетворення досліджуваної варіаційної багатовимірної графоаналітичної моделі за допомогою двовимірних перерізів	95
3.4	Розроблення графоаналітичної моделі поверхонь зарізьбових розвантажувальних канавок різьбових з'єднань	101
3.4.1	Теоретичне обґрунтування форм поверхонь зарізьбових розвантажувальних канавок	101

3.4.2	Загальний алгоритм розрахунку площ кільцевих ділянок поверхонь зарізьбових розвантажувальних канавок	112
	Висновки до розділу 3	120
Розділ 4. Теоретичні дослідження впливу конструктивних та експлуатаційних чинників на працездатність різьбових з'єднань		121
4.1	Розрахунок силових факторів в елементах різьбового з'єднання при різних способах навантаження	121
4.2	Теоретичні дослідження роботи насосно-компресорних труб у свердловинах з ускладненими умовами експлуатації	134
4.3	Оцінка залишкового експлуатаційного ресурсу насосно-компресорних труб в умовах свердловинної корозії.....	142
	Висновки до розділу 4	146
Розділ 5. Підвищення міцності та герметичності різьбових з'єднань обсадних та насосно-компресорних колон		148
5.1	Розроблення удосконаленого муфтового різьбового з'єднання обсадних труб	148
5.2	Методика дослідно-промислових випробувань удосконалених муфтових з'єднань обсадних труб	154
5.3	Втомні дослідження різьбових з'єднань насосно-компресорних труб	163
	Висновки до розділу 5	171
Загальні висновки		172
Список використаних джерел		174
Додаток		182

ВСТУП

Актуальність теми.

Україна належить до країн, економічний розвиток яких значною мірою стримується нестачею власних енергоресурсів. Одним із важливих питань є розробка нових родовищ вуглеводнів, зокрема видобуток нетрадиційних видів газу (сланцевий газ, метан вугільних родовищ, газ щільних колекторів тощо). Цей енергоресурс викликає підвищену цікавість світової громадськості. Привабливим є факт формування покладів сланцевого газу в межах більшої частини території України, а також наявність розвиненої мережі газопроводів, які можуть забезпечити оперативну доставку видобутого газу.

Необхідне зростання обсягів та інтенсифікація видобування вуглеводневих енергоносіїв передбачається за рахунок збільшення глибин буріння, спорудження похило-скерованих і горизонтальних свердловин. Для видобутку сланцевого газу використовують горизонтальне буріння і гідророзрив пласта [1, 2]. Ефективність і безпека експлуатації газових свердловин у складних гірничо-технічних умовах залежать від якості та надійності обсадних та насосно-компресорних колон, що потребує модернізації техніки і технології кріплення свердловин [3].

Найбільш технологічними для збирання колон в умовах промислів є муфтові різьбові з'єднання. Проте розлади стандартних різьбових з'єднань спричинюють 70% усіх ускладнень з обсадними та насосно-компресорними колонами [4]. Це призводить до значних матеріальних втрат, зниження продуктивності відбору сировини, забруднення надр і довкілля [5]. Особливо гостро проявляється втрата герметичності цих з'єднань при розвідці та розробці газових і газоконденсатних родовищ. Герметичність свердловин є найбільш важливим компонентом безпеки видобування сланцевого газу [6,7,8,9].

Насосно-компресорні труби (НКТ), що експлуатуються у свердловинах з обводненістю більше 60% та у глибиннонасосних свердловинах з кривизною більше 14° , не витримують встановленого терміну служби. Передчасний вихід з ладу НКТ відбувається внаслідок агресивної дії пластових вод, органічних

кислот, агресивних газів, гідроерозійного впливу, механічного зносу, а також внаслідок втомного руйнування під дією змінних навантажень у свердловинах підземних сховищ газів (ПСГ).

Підвищенню герметичності та надійності роботи різьбових з'єднань труб нафтового сортаменту присвятили свої роботи такі вітчизняні і зарубіжні вчені та дослідники: Аветісов А.Г. [10,11], Білик С.Ф. [12,13], Булатов А.І. [14], Вислобіцький П.А. [15], Єременко Т.Ю. [16], Ізмайлов Л.Б. [17], Комнатний Ю.Д. [4], Коцкулич Я.С. [18], Кошелєв А.Т. [19], Кравець В.В. [20], Крижанівський Є.І. [21,22,23,24], Мочернюк Д.Ю. [25,26], Павельчак А.В. [20], Песляк Ю.А. [27], Пустовойтенко І.П. [28], Сароян А.Є. [29,30], Сенюшкович М.В. [31], Тищенко О.В. [32], Чернов Б.О. [33], Щербюк М.Д. [34], Якубовський М.В. [35] та ін.

Ними запропоновані удосконалені конструкції різьбових з'єднань, технологічні методи підвищення їх довговічності, методики розрахунків на міцність, розроблені способи відновлення герметичності та міцності різьбових з'єднань.

При бурінні свердловин для видобування сланцевого газу та їх експлуатації значно складніші умови, ніж при видобуванні природного газу з традиційних покладів. Особливо високі тиски при проведенні гідророзривів пластів, використання при цьому агресивних поверхнево-активних речовин (ПАР) ставлять значно вищі вимоги до міцності та герметичності різьбових з'єднань обсадних та насосно-компресорних труб [36,37].

Тому актуальним завданням є підвищення працездатності різьбових з'єднань обсадних та насосно-компресорних труб для умов високих експлуатаційних навантажень, особливо при видобуванні сланцевого газу.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дисертаційна робота носить науково-прикладний характер і виконана в рамках держбюджетної теми Д-9-10Ф "Удосконалення наукових основ управління технологічними процесами видобування та транспортування нафти і газу з мінімальними енергозатратами" (№ держреєстрації 0110U000145).

Мета і задачі дослідження.

Метою дисертаційної роботи є підвищення працездатності різьбових з'єднань трубних колон при експлуатації газових свердловин нетрадиційних покладів за рахунок підвищення міцності та герметичності різьбових з'єднань обсадних та насосно-компресорних труб.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні науково-технічні задачі:

1. Провести аналіз критеріїв працездатності обсадних і насосно-компресорних колон, на основі яких з'ясувати необхідність і напрямки розроблення нових конструкцій муфтових з'єднань обсадних і насосно-компресорних труб і удосконалення методів їх розрахунку.

2. Удосконалити пружно-деформаційну модель обсадних і насосно-компресорних труб та їх різьбових з'єднань.

3. Провести графоаналітичні й теоретичні дослідження конструктивних та експлуатаційних чинників працездатності різьбових з'єднань обсадних та насосно-компресорних труб, створивши варіаційну багатовимірну модель.

4. Розробити методику експериментальних досліджень удосконалених різьбових з'єднань обсадних труб на герметичність та провести їх дослідно-промислові випробування.

5. Створити алгоритм оптимізації геометричних параметрів різьбової частини НКТ. Провести втомні дослідження різьбових з'єднань НКТ з метою прогнозування їх довговічності.

Об'єктом дослідження є явище втрати працездатності різьбових з'єднань обсадних і насосно-компресорних колон.

Предметом дослідження є міцність і герметичність різьбових з'єднань обсадних і насосно-компресорних колон.

Методи дослідження

Теоретичні дослідження проводились за допомогою комплексного методу, що полягає у сумісному використанні графоаналітичного та математичного моделювання об'єкта досліджень. Експериментальні дослідження виконувались

на спеціальних лабораторному та промисловому стендах. Основні положення дисертації науково обґрунтовано із залученням математичних методів оброблення та аналізу результатів експериментальних досліджень.

Наукова новизна одержаних результатів:

1. Удосконалено методику розрахунку напружено-деформованого стану обсадних і насосно-компресорних труб та елементів їх різьбових з'єднань при різних навантаженнях.

2. Проведено аналітичне та експериментальне дослідження роботи НКТ у свердловинах з ускладненими умовами експлуатації.

3. Розроблено алгоритм оптимізації геометричних параметрів різьбової частини НКТ та методику канонічного перетворення досліджуваної варіаційної багатовимірної графоаналітичної моделі.

4. Розроблено і теоретично обґрунтовано графоаналітичну модель поверхонь зарізьбових розвантажувальних канавок (ЗРК) різьбових з'єднань та запропоновано загальний алгоритм розрахунку площ кільцевих ділянок поверхонь ЗРК.

5. Запропоновано методику дослідно-промислових випробувань удосконалених різьбових з'єднань труб нафтового сортаменту.

Практичне значення одержаних результатів.

1. Удосконалено аналіз силових факторів в елементах різьбового з'єднання при різних способах навантаження.

2. На основі аналізу якісних показників різьбової частини НКТ створено алгоритм оптимізації її геометричних параметрів.

3. Створено загальний алгоритм розрахунку площ кільцевих ділянок поверхонь ЗРК на основі розробленої графоаналітичної моделі.

4. Досліджено умови роботи НКТ у свердловинах з ускладненими умовами експлуатації.

5. Створено удосконалену конструкцію муфтового з'єднання труб нафтового сортаменту підвищеної герметичності та ремонтпридатності, захищеної патентом України на корисну модель.

Особистий внесок здобувача:

1. Здійснив теоретичне обґрунтування форм поверхонь ЗРК різьбових з'єднань труб нафтового сортаменту на основі створеної їх графоаналітичної моделі [38–40]. Запропонував алгоритм розрахунку площ кільцевих ділянок поверхонь ЗРК [41].

2. Удосконалив методику розрахунку конструктивних елементів різьбових з'єднань та аналізу силових факторів в елементах різьбового з'єднання при різних способах навантаження [42–47].

3. Розробив алгоритм оптимізації геометричних параметрів різьбової частини НКТ [48,49].

4. Провів аналіз проблем і шляхів підвищення надійності і герметичності муфтових з'єднань обсадних колон [50–52].

5. Автор брав участь у налагодженні дослідно-промислового устаткування, провів експериментальні дослідження та виконав аналіз одержаних результатів.

Апробація результатів дисертації. Основні положення роботи доповідались на 6-ій Міжнародній науково-практичній конференції: “Нафта і газ України - 2000” (Івано-Франківськ, 2000 р.); “Нафтогазова енергетика: проблеми і перспективи” (м.Івано-Франківськ, 2009 р.); 6-ій міжнародній науково-практичній конференції “Розвиток наукових досліджень 2010” (м.Полтава, 2010 р.); 7-ій всеукраїнській науково-практичній конференції “Інноваційний потенціал української науки – XXI сторіччя” (м.Запоріжжя, 2010 р.); 9-ій Міжнародній науково-практичній конференції: “Простір і час сучасної науки” (Київ, 2013).

Публікації. За темою дисертаційної роботи опубліковано 15 наукових праць, з яких 8 статей у фахових наукових журналах [39,41,42,45,46,47,49,50], 6 тез доповідей у матеріалах конференцій [38,40,43,44,48,52] та патент України на корисну модель [51].

Структура і обсяг дисертації. Дисертація складається із вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаної літератури, який включає 112 джерел, та додатків. Матеріали дисертації викладено на 181 сторінці та містять 53 рисунка і 32 таблиці.

РОЗДІЛ 1

КРИТЕРІЇ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ОБСАДНИХ ТА НАСОСНО-КОМПРЕСОРНИХ ТРУБ

1.1 Аналіз відмов трубних колон при бурінні та експлуатації свердловин

При бурінні та експлуатації газових свердловин використовуються бурильні, обсадні та насосно-компресорні колони, які складаються з окремих труб, з'єднаних між собою за допомогою різьбових з'єднань.

Геологічні умови видобування газу постійно змінюються, переважає кількість нахилено-скерованих та горизонтальних свердловин. Це призводить до ускладнення умов експлуатації обсадних та насосно-компресорних труб.

Гірські породи, що оточують обсадні труби, разом з цементуванням затрубного простору є одними з основних вагомих чинників якісного кріплення свердловини. Вони перешкоджають втратам стійкості стиснутих обсадних колон і значно підвищують опір їх зім'яттю зовнішнім надлишковим тиском. Тому деформації гірських порід значно впливають на міцність обсадних колон. В сучасній практиці при розрахунках обсадних колон на міцність враховуються не тільки надлишковий тиск та радіальні переміщення високопластичних солей, а й осьові і субгоризонтальні переміщення гірських порід, пов'язані з осіданням земної поверхні через дренавання водоносних, нафтових і газових горизонтів в процесі їх розробки [7,8,31,53,54,55].

Особливої уваги заслуговують обсадні колони при бурінні та експлуатації свердловин сланцевого газу. Необхідно надійно герметизувати різні горизонти гірських порід, щоб виключити перетоки рідин, особливо при гідравлічних розривах пластів [36,37].

Реакція геологічного середовища на гідророзрив, як головний елемент технології видобутку сланцевого газу, переважно пов'язана не з геологічною будовою, а з механічними властивостями порід (їх суцільністю, відсутністю тектонічних порушень). До них, в першу чергу, можна віднести анізотропію міцності газоносних шарів, коли міцність по нашаруванню значно менша, ніж по

товщі, що суттєво підвищує ефективність гідророзриву та газовіддачу свердловин. У той же час існує ризик втрати ізоляції вздовж стовбуру свердловини внаслідок розвантаження порід при бурінні та неякісній цементації затрубного простору, що може призвести до міграції забруднень в прісні водоносні горизонти [1,36,37].

Сучасна технологія видобування сланцевого газу передбачає буріння однієї вертикальної свердловини та декількох горизонтальних свердловин. У пробурені свердловини закачується суміш води, піску і хімікатів, внаслідок гідродару руйнуються стінки газових колекторів, і весь доступний газ відкачується на поверхню.

Обсадні колони зазнають найбільш інтенсивного навантаження у місцях перегину стовбура свердловини. Тому питання підтримання початкової міцності обсадних колон є актуальним і важливим [56,57].

З метою оцінки надійності та герметичності стандартних з'єднань обсадних труб на трубній базі нафтогазовидобувного управління “Долинанафтогаз” ВАТ “Укрнафта” (м.Долина Івано-Франківської обл.) були проведені спостереження за перевіркою, опресуванням і відбракуванням обсадних труб та їх муфтових різьбових з'єднань, які поступили для спорудження свердловин Долинського нафтопромислового району у 2004-2008 роках (табл.1.1).

Найбільшу частку причин відбракувань складають виявлені негерметичні з'єднання, які згвинчені на заводах-виробниках, а також недопустимі осьові натяги різьб, визначені за калібрами (табл.1.1).

Для порівняння проведено аналіз дефектів обсадних труб, муфт та їх з'єднань, які були відбраковані раніше у 2001-2004 роках (табл.1.2). Динаміка змін розподілу дефектів обсадних труб, муфт та їх з'єднань, яка відбулась за 2001-2008 роки, подана на рис.1.1.

Підрахунками встановлено, що кількість труб, відбракованих через овальність різьб, залежить від діаметра труб. Розподіл частки (%) труб, відбракованих через овальність різьб, залежно від діаметра D обсадних труб такий: для $D=146$ мм – 5,1%, для $D=219$ мм – 23,1%, для $D=324$ мм – 71,8%.

Таблиця 1.1
Дані про відбракування обсадних труб з муфтами, перевірених у НГВУ “Долининафтогаз” протягом 2004-2008 рр.

діаметр труби	Типорозміри з'єднань		Кількість перевірених з'єднань	Відбраковані з'єднання		Недопустимі осьові натяги за калібром		Негерме- тичні з'єднання	Дефекти нарізання різьби	Меха- нічні пошкод- ження	Брак трубного виробництва
	товщина стілки			кількість	% браку	різьби труби	різьби муфти				
146	9,5		332	21	6,33	4	4	10	2	1	0
	10,7		1464	29	1,98	4	3	11	5	3	3
	Всього		1796	50	2,78	8	7	21	7	4	3
168	10,6		478	13	2,72	9	2	0	1	0	1
	Всього		478	13	2,72	9	2	0	1	0	1
219	8,9		706	23	3,26	10	5	5	1	2	0
	10,2		662	29	4,38	6	11	1	0	1	10
	Всього		1368	52	3,80	16	16	6	1	3	10
245	8,9		48	3	6,25	3	0	0	0	0	0
	10,0		202	22	10,89	8	0	13	0	1	0
	11,1		309	28	9,06	0	1	25	1	1	1
	12,0		284	53	18,66	2	2	47	1	0	1
Всього		843	106	12,57	13	3	85	2	1	2	
324	9,5		311	10	3,22	1	2	2	0	2	3
	11,0		242	16	6,61	10	1	2	1	1	1
	Всього		553	26	4,70	11	3	4	1	3	4
Всього	кількість		5038	247	4,90	57	31	116	12	11	20
	% браку			4,90		1,13	0,62	2,30	0,24	0,22	0,40

Дані про види дефектів обсадних труб з муфтами, відбракованих у НГВУ “Долининафтогаз”
протягом 2001-2004 років

Типорозміри з'єднань	Кількість відбракованих з'єднань		Недопустимі осьові натяги за калібром		Негерметичні з'єднання	Дефекти нарізання різьби	Механічні пошкодження	Брак трубного виробництва
	товщина стінки	з'єднань	різьби труби	різьби муфти				
140	10,6	6	0	0	5	0	0	1
	Всього	6	0	0	5	0	0	1
146	9,5	107	9	18	66	5	4	5
	10,7	37	10	4	6	7	4	6
168	Всього	144	19	22	72	12	8	11
	10,6	9	1	0	1	3	1	3
219	Всього	9	1	0	1	3	1	3
	8,9	93	47	13	16	1	5	11
245	10,2	32	3	8	11	3	3	4
	11,4	12	3	2	5	0	0	2
324	Всього	137	53	23	32	4	8	17
	10	22	3	17	1	0	1	0
324	11,1	1	0	0	0	0	0	1
	12,0	2	0	0	2	0	0	0
Всього	Всього	25	3	17	3	0	1	1
	9,5	86	40	9	29	0	4	4
Всього	11,0	21	12	0	5	2	1	1
	Всього	107	52	9	34	2	5	5
Всього	кількість	428	128	71	147	21	23	38
	% браку	100	29,9	16,6	34,3	4,9	5,4	8,9

У середньому, з усіх обсадних труб було відбраковано 14,8% за овальністю конусів різьб. Причиною овальності різьб є менша жорсткість стінок труб при більших діаметрах.

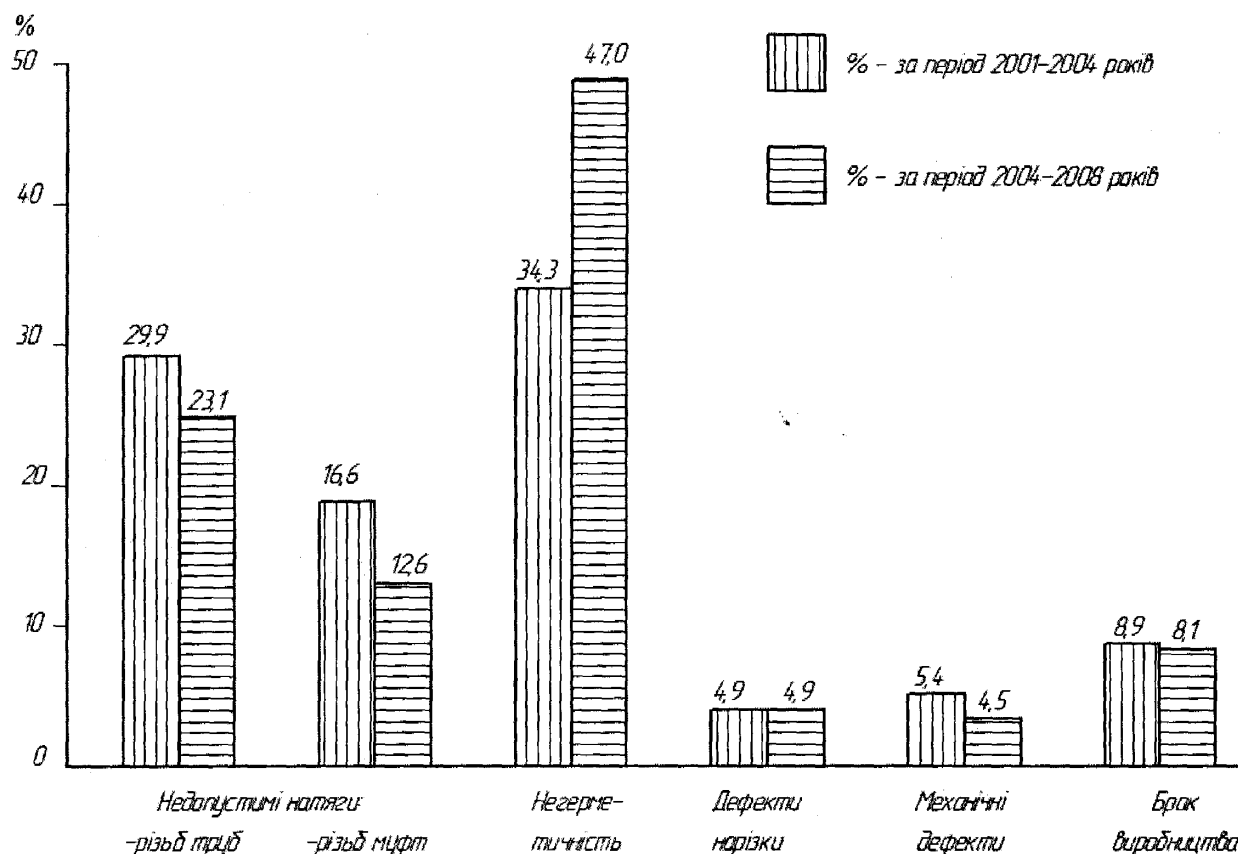


Рисунок 1.1 – Порівняльна гістограма динаміки змін розподілу дефектів (%) з'єднань обсадних труб і муфт, яка відбулась упродовж 2001-2008 років

При експлуатації газових свердловин майже всі технологічні процеси і операції в експлуатаційних і нагнітальних колонах здійснюються за допомогою колони НКТ.

Вибір способу і режиму експлуатації колони НКТ визначається багатьма факторами: газовим фактором, вибійним тиском, в'язкістю і густиною рідини, гирловим тиском.

При освоєнні окремих родовищ кількість аварій з НКТ сягає 80% від загальної кількості аварій свердловинного обладнання.

Щоб попередити ускладнення з колоною НКТ при розробці її конструкції і при її експлуатації необхідно враховувати можливість виникнення відмов елементів колон, до числа яких входять: відмови різьбового з'єднання, відмови по тілу труби, руйнування по тілу муфти, обриви підвісного патрубка або перехідника, відкладення смол, парафіну тощо, інші відмови [31,58]. На рис.1.2 подано види відмов при експлуатації колон НКТ.

За наведених даних можна зробити висновок, що найбільшу вагу серед указаних видів відмов мають відмови різьбових з'єднань (50%). З них слід відзначити найвагоміші: а) руйнування (34%); б) втрату герметичності (12%); в) з'єднання не згвинчується – критичне значення натягу і геометричних параметрів профілю (43%); г) з'єднання не розгвинчується – “прихоплення” різьби (11%).

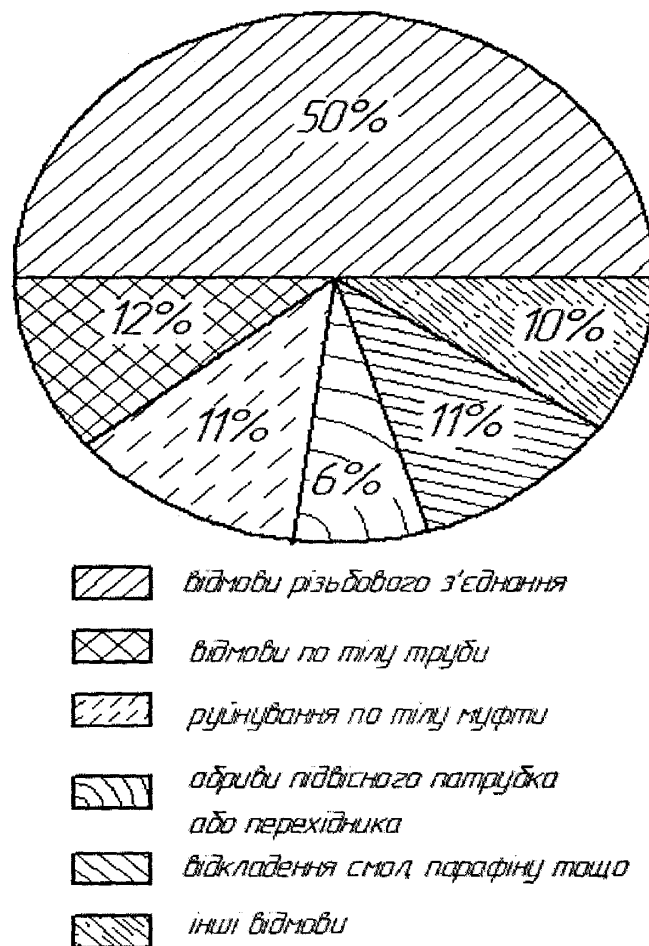


Рисунок 1.2 – Види відмов НКТ

1.2 Умови експлуатації та критерії працездатності обсадних труб та їх з'єднань

Обсадну колону компонують із сталевих суцільнокатаних труб, які з'єднуються між собою за допомогою різьби або зварювання [8,30,58,59,60].

За конструкцією всі труби можна умовно розділити на дві групи:

1) труби, виготовлені у вигляді пустотілого циліндра круглого поперечного перерізу з постійною по довжині товщиною стінки (основна група) (рис.1.3, а,б). Кінцям труби механічною обробкою надають форму зрізаного конуса з нахилом твірної до осі під кутом $1^{\circ}47'24''$, конусність дорівнює 1:16. На конічних поверхнях нарізають різьбу спеціального профілю;

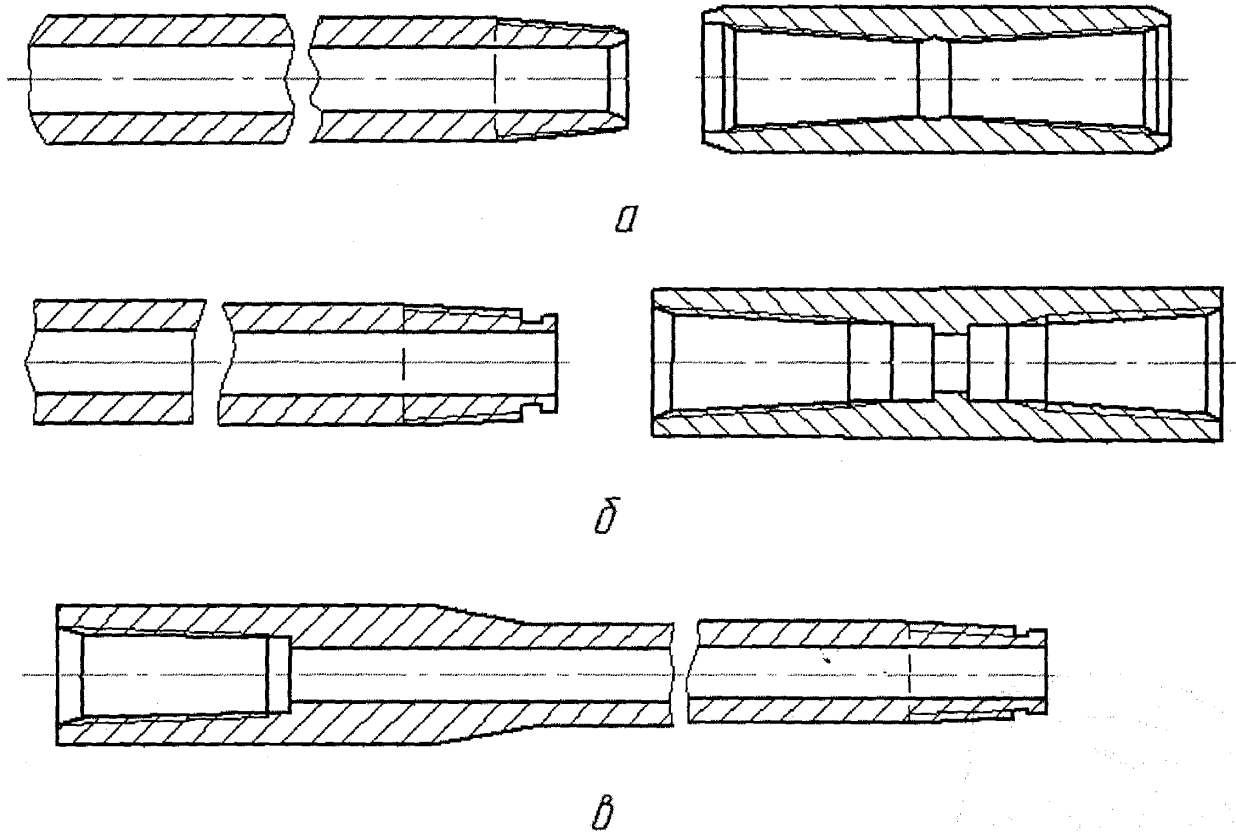
2) труби, виготовлені у формі циліндра, потовщеного на одному кінці назовні (рис.1.3,в). Такі труби з'єднуються між собою без муфт, вони згвинчуються труба в трубу. Для цього зовнішню поверхню нормального і внутрішню поверхню потовщеного кінця обробляють на конус і на конічних поверхнях нарізають різьби спеціального профілю з конусністю 1:16.

Труби з постійною по довжині товщиною стінки з'єднують між собою за допомогою муфт. Муфти до таких труб виготовляють у вигляді пустотілого циліндра круглого перерізу, внутрішню поверхню якого обробляють у формі двох зрізаних конусів, обернених вершинами один до одного, на яких нарізана різьба (рис.1.3,а,б). Конусність і профіль різьб у муфтах такі ж, як і на трубах.

Обсадні труби випускаються п'яти різновидностей:

- 1) з короткою трикутною різьбою;
- 2) з подовженою трикутною різьбою;
- 3) з трапецієвидною різьбою (ОТТМ);
- 4) високогерметичні з трапецієвидною різьбою (ОТТГ);
- 5) високогерметичні безмуфтові з'єднання з трапецієвидною різьбою (ТБО).

Перші дві різновидності мають конічну різьбу трикутного профілю (рис.1.4) і відрізняються між собою довжиною різьби. Залежно від діаметра труби довжина різьби у з'єднаннях другої різновидності на 25-50% більша, ніж першої.



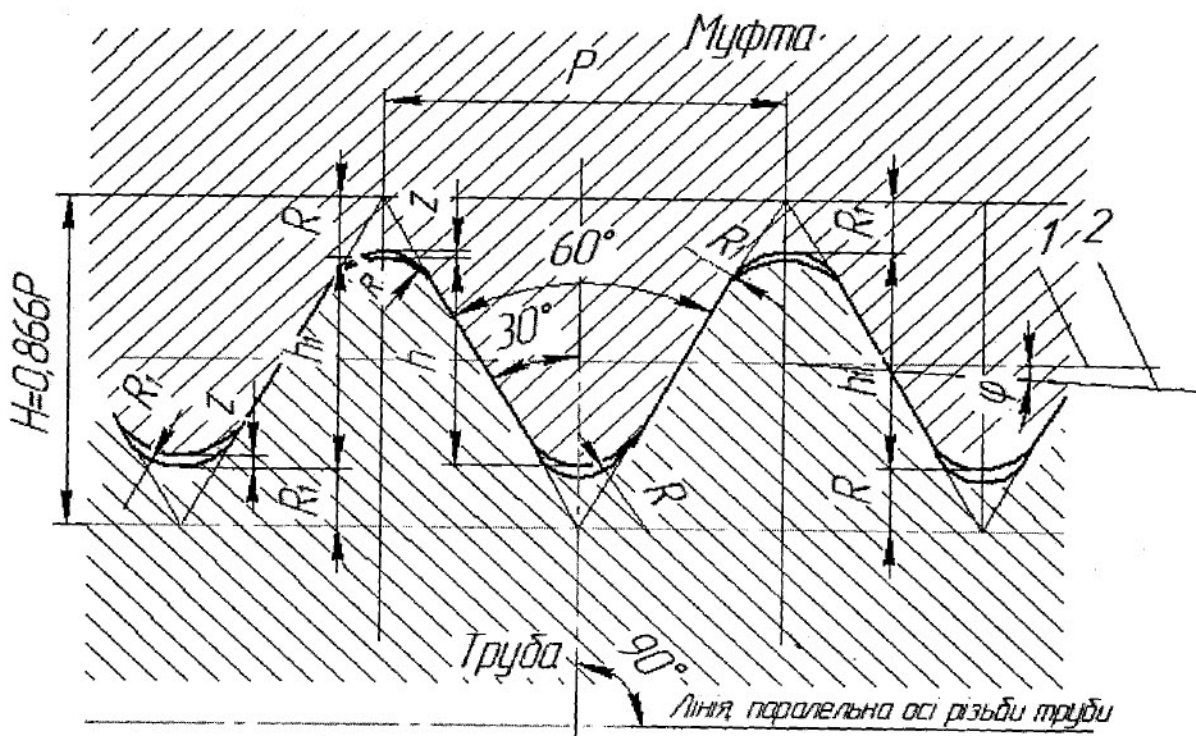
а- труба з муфтовим з'єднанням та різьбою трикутного чи трапецієвидного профілю;
 б-труба з муфтовим з'єднанням підвищеної герметичності трапецієвидного профілю;
 в-труба з одним потовщеним кінцем, без муфтового з'єднання підвищеної герметичності і різьбою трапецієвидного профілю

Рисунок 1.3 – Конструктивні схеми обсадних труб та їх з'єднань

З'єднання решти різновидностей мають різьбу нерівнобічного трапецієвидного профілю (рис.1.5). Сторона профілю, що сприймає навантаження, нахилена до осі різьби під кутом 87° , а інша – під кутом 80° [30,58,60].

Практика експлуатації стандартних обсадних труб, а також випробування на розтяг показують, що руйнування різьбових з'єднань з кутом профілю 60° переважно проходять внаслідок виривання труби з муфти при виході витків різьби із зачеплення.

Характерним видом руйнування з'єднань з трапецієвидною різьбою є розрив по тілу труби в перерізі останньої згвинченої нитки. Виток різьби виходить із зачеплення у цих випадках внаслідок зменшення діаметральних розмірів труби



1- лінія, паралельна осі різьби; 2- лінія середнього діаметра різьби
 Рисунок 1.4 - Профіль різьби обсадних труб з трикутною різьбою

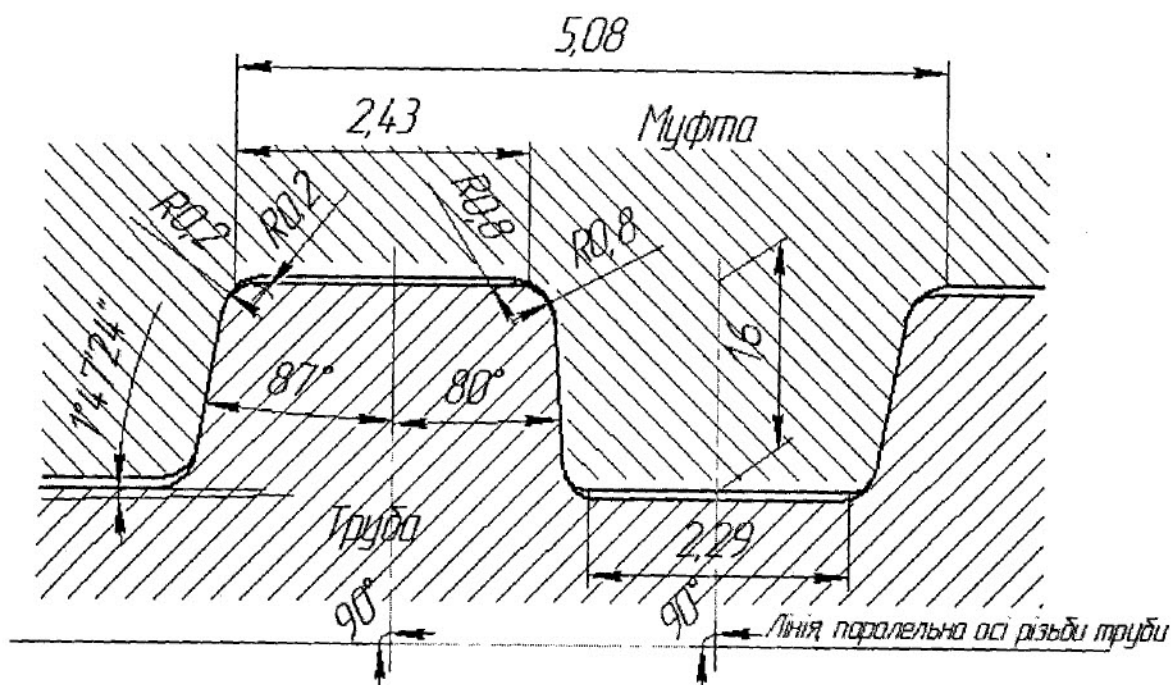


Рисунок 1.5 – Профіль різьби обсадних труб з трапецієвидною різьбою

від подовження в осьовому напрямі. Вири́в різьби під дією навантаження розтягання відбувається при переміщенні в радіальному напрямі витків різьби труби відносно витків різьби муфти з утворенням по посадочному діаметру зовнішньої і внутрішньої різьби зазорів, що дорівнюють робочій висоті профілю.

Заходи щодо забезпечення надійності з'єднань обсадних колон проводять у двох напрямках – підвищення їх міцності і герметичності конструктивно-технологічними методами та відновлення їх працездатності, включаючи і ремонтні роботи у свердловині.

Важливим завданням є правильний вибір ущільнюючих мастил чи спеціальних герметиків, які повинні відповідати певним вимогам, зокрема, витримувати високі тиски і температури, дію агресивних середовищ [5,28,60,61].

Важливе значення у забезпеченні працездатності обсадної колони має вибір тампонажних розчинів і процесу цементування свердловини, для чого вироблені методики, перевірені практикою [5,7,13,28,62].

Для герметизації різьбових з'єднань використовують способи металізації поверхонь різьб [20,63,64]. Її суть полягає у нанесенні на різьбу шару м'якого металу, який заповнює впадини трикутного профілю. У процесі згвинчування вершини витків різьби заглиблюються у м'який метал, який за рахунок своєї пластичності заповнює зазори та нерівності на поверхнях різьби, чим створює металічне ущільнення.

Для досягнення абсолютної герметичності обсадних колон застосовують їх зварювання з різними конструкціями зварних з'єднань. Але практика виявила серйозні недоліки: нерозбірність з'єднань, додаткові пристрої утримання колони над свердловиною, необхідність спеціального зварювального обладнання, складність підготовки і технології зварювання на промислі, додаткові механізми для знімання ґрату, необхідність дефектоскопії зварного шва. Час з'єднання труб збільшується удвічі.

Для ремонтно-ізоляційних робіт з ліквідації негерметичності обсадних колон розроблено цілу низку різноманітних полімерних тампонажних матеріалів, які нагнітають у свердловину [10,62].

Для ліквідації пошкоджень обсадної колони розроблено метод її ремонту сталевими пластирями у свердловині [10,62]. Його застосовують для перекриття і зміцнення ділянок колони з пошкодженням стінок (тріщини, корозія, спрацювання) та її негерметичних з'єднань. Ефективність цього методу обмежується необхідністю цілого комплексу спеціального обладнання та технологічною складністю і трудомісткістю його проведення.

Конструкція високогерметичних з'єднань, переважно, включає конічні різьби трапецієвидного профілю, ущільнення типу метал-метал і упорні торці. Завдяки упорній грані витка вони витримують набагато більші осьові та згинальні навантаження, ніж трикутні різьби. Проте конструктивно ці різьби не виконують ущільнюючої функції [3,9,60,65].

Основними причинами аварій з обсадними колонами в літературі [5,7,14,66] вважають недостатню міцність обсадних труб, розладнання з'єднань, внаслідок чого виникають падіння труб у свердловину, зминання та прихоплення обсадної колони, ускладнення при цементуванні тощо.

Авторами запропоновано розділяти аварії з обсадними колонами на групи залежно від чинників, які спричиняють їх у процесі експлуатації: навантаження внутрішнім і зовнішнім тисками; вплив осьового навантаження; дія бурильних труб і доліт; інші експлуатаційні чинники.

Автор [28] вказує, основною причиною аварій є роз'єднання муфти і труби, яке викликане недостатніми зусиллями при кріпленні з'єднань, неякісним виготовленням різьб, відсутністю контролю моменту згвинчування, прикладанням осьових навантажень, які перевищують допустимі.

Матеріали, представлені у [31], розширюють перелік причин аварій з обсадними колонами. Основні з них: недостатня величина моменту згвинчування різьбових з'єднань; невідповідність розрахунків на міцність та фактичних навантажень на обсадну колону; різностінність труб у різьбових з'єднаннях.

Автором [4] розроблена класифікація чинників, які негативно впливають на герметичність з'єднань обсадних колон: згвинчування з'єднань із заниженим крутним моментом, порушення технологій змащування різьб.

Характер розподілу навантажень змінюється вздовж обсадної колони, їх величини істотно відрізняються у верхній і нижній, зацементованій або вільній частині, прямолінійній або викривленій ділянці тощо.

Під час спуску на обсадну колону діє:

- сила розтягання від власної ваги;
- виштовхувальна сила;
- сила розтягання від ваги рідини в колоні;
- сила тертя між колоною і стінками свердловини;
- осьові сили інерції;
- гідродинамічна осьова сила, що виникає внаслідок руху промивальної рідини за колоною;
- внутрішній та зовнішній гідростатичні тиски;
- момент згину у місцях викривлення свердловини та ін.

На етапі цементування зростають осьові сили, обумовлені гідродинамічним тиском, зростає також радіальний тиск.

Проміжні колони і кондуктори під час проведення спуско-підіймальних операцій при бурінні піддаються динамічним навантаженням. Переважно, внутрішній та зовнішній тиски у цих колон зрівноважені.

Під час освоєння свердловини для отримання припливу пластового флюїду тиск всередині колони знижується шляхом заміни рідини на більш легку або зниження рівня рідини в колоні. Зовнішній тиск при цьому не компенсується внутрішнім, і навантаження на колону зростає за рахунок зовнішнього надлишкового тиску.

Для кінцевої стадії експлуатації свердловини внутрішній тиск мінімальний. Величина внутрішнього надлишкового тиску максимальна до опресування колони або наприкінці цементування.

Максимальне значення внутрішній тиск досягає під час освоєння свердловини або в кінці цементування колони.

1.3 Умови експлуатації та критерії працездатності НКТ та їх з'єднань

Конструкція НКТ залежить від призначення колони, методу та режиму експлуатації свердловини, міцності труб і конструкції обсадної експлуатаційної колони.

НКТ випускають чотирьох конструкцій [29,30,58]:

- 1) гладкі і муфти до них (рис.1.6);
- 2) з висадженими назовні кінцями і муфти до них (рис.1.7);
- 3) гладкі високогерметичні і муфти до них (рис.1.8);
- 4) безмуфтові високогерметичні з висадженими назовні кінцями (рис.1.9).

Для труб з гладкими кінцями діаметром до 89 мм і для труб з висадженими назовні кінцями діаметром до 48 мм різьба виконується з кроком 2,54 мм (рис.1.10), а для решти розмірів з кроком 3,175 мм, як і для обсадних труб.

На колону НКТ діють як статичні (основне – власна вага колони), так і змінні навантаження. Колони сприймають напруження стиску, які залежать від гідростатичного тиску рідини в свердловині, що передається на торець колони труб. Тиск всередині колони виникає в основному під дією пластового тиску.

Спуск колони НКТ в нахилену свердловину супроводжується тертям колони до стінок свердловини, і як наслідок, з'являються додаткові навантаження розтягання та стискання. Величина сил тертя залежить від викривлення свердловини і коефіцієнта тертя з обсадною колоною [54,56].

Існують такі основні методи експлуатації свердловин: 1) фонтанний; 2) компресорний; 3) насосний [29].

Фонтанний метод характеризується наявністю внутрішнього тиску рухомого флюїду. Фонтанна експлуатація свердловини в нормальних умовах повинна здійснюватися через НКТ, які захищають експлуатаційну обсадну колону від абразивного і корозійного руйнування, дозволяють замінювати буровий розчин в свердловині на воду, за необхідності закачувати у пласт під тиском рідину, усувати тиск на стінки обсадної колони установленням пакера, проводити дослідження у стовбурі свердловини.

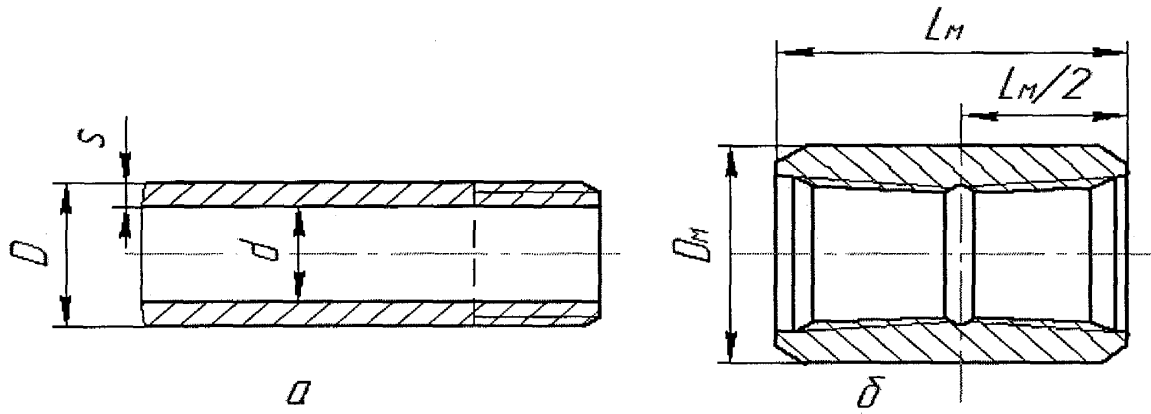


Рисунок 1.6 – Гладка НКТ та муфта до неї

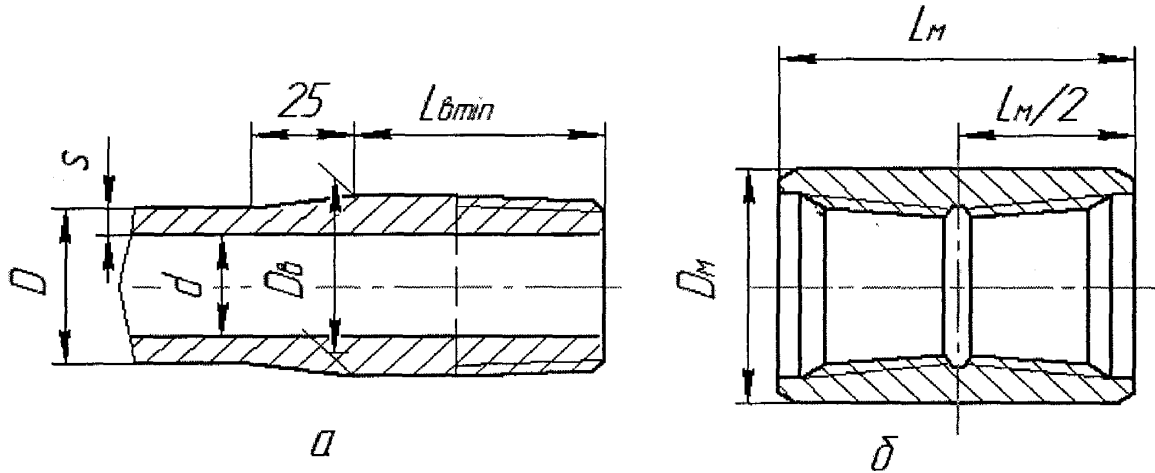


Рисунок 1.7 – НКТ з висадженими назовні кінцями і муфта до неї

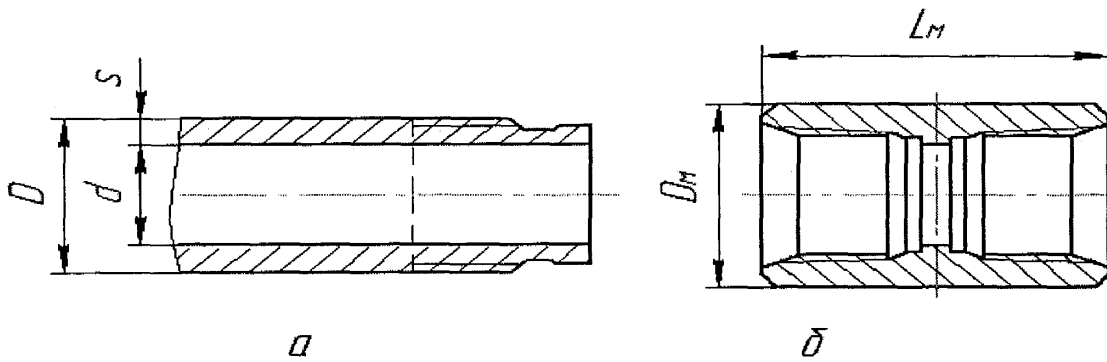


Рисунок 1.8 – Гладка високогерметична НКТ і муфта до неї

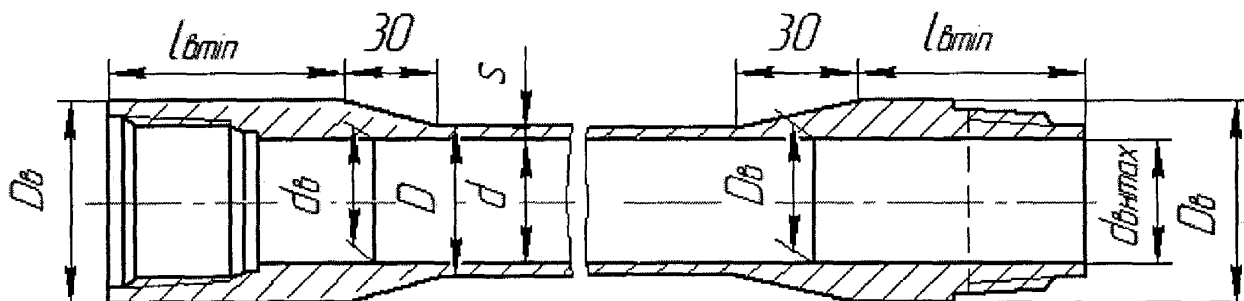


Рисунок 1.9 – Безмуфтова високогерметична НКТ

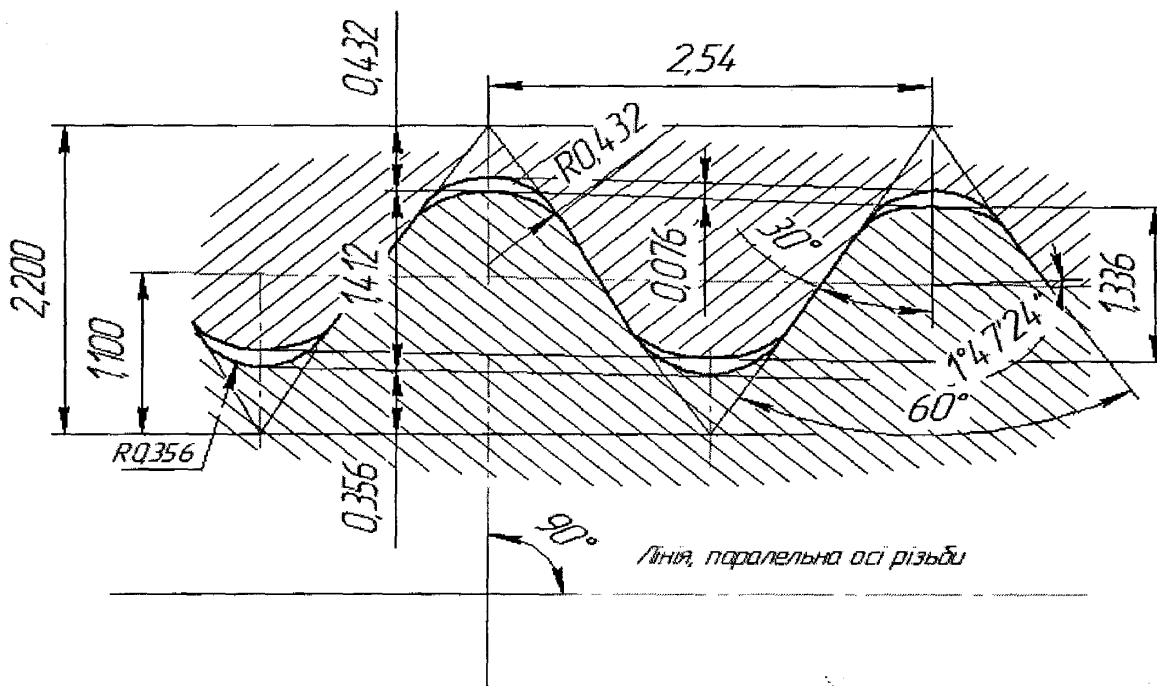


Рисунок 1.10 – Профіль різьби гладких НКТ і муфт до них

На колону труб діють різні за характером і величиною навантаження як в процесі експлуатації, так і при спуско-підйомних операціях [29]: а) навантаження розтягу і стиску на похилих частинах стовбуру свердловини; б) навантаження згину на похилих частинах стовбуру свердловини; в) внутрішній надлишковий тиск; г) зовнішній надлишковий тиск; д) осьові навантаження та навантаження згину, викликані впливом тиску рідини або газу в свердловині; е) сили тертя при спуску і підйомі колони, а також при русі флюїду; є) осьові навантаження, пов'язані з впливом температури флюїду; ж) сили, що діють на труби у клиновому захваті.

При компресорному методі експлуатації колона піддається дії як внутрішнього, так і зовнішнього тиску флюїду залежно від конструкції. У цьому випадку треба враховувати дію осьового навантаження розтягу і радіального навантаження стиску.

Насосний метод характеризується передачею колоні НКТ значного внутрішнього тиску від стовпа рідини в колоні. На колону НКТ буде передаватися як постійне навантаження від власної ваги, так і змінне навантаження, що виникає від впливу стовпа рідини.

При експлуатації свердловин у складі ПСГ нагнітання газу в ПСГ, а також його видобування виконуються через отвори в обсадних трубах та через колону НКТ [67].

Турбулентний характер руху газу з рідинним середовищем зумовлюють інтенсивні коливання колони НКТ. Ці коливання викликають додаткові змінні навантаження в елементах колони НКТ, які створюють умови для втомних та корозійно-втомних процесів в їх матеріалах. Внаслідок цього елементи нижніх труб руйнуються за втомним механізмом або відгвинчуються, що призводить до суттєвих порушень режимів роботи свердловини. Крім того, коливання тиску в свердловині передаються колоні обсадних труб і, як наслідок, викликають змінні втомні напруження в її елементах. Тут важливу роль у динамічних ефектах відіграють хвильові явища, зумовлені нестационарним навантаженням на насосно-компресорні та обсадні труби при різних режимах роботи ПСГ.

При експлуатації свердловин у складі ПСГ в УМГ “Львівтрансгаз” мало місце явище саморозгвинчування нижньої частини труб НКТ. Найбільший відсоток саморозгвинчування НКТ (30%) спостерігався для труб діаметром 168 мм, які були встановлені в експлуатаційну колону діаметром 219 мм, відповідно 20% для труб діаметром 114 мм і 3–5 % для труб діаметром 89 мм та 73 мм.

Конструкція колони НКТ повинна бути простою, по можливості, складатися із труб одного діаметра і однієї групи міцності. Це дозволяє полегшити роботи зі спуску-підйому, застосовувати мінімум інструменту для згвинчування і розгвинчування з'єднань, зменшити опір руху рідини вздовж колони, спростити подальшу експлуатацію і заміну труб через їх відмову.

НКТ і колони, що з них складені, при експлуатації у газових свердловинах піддаються корозії під дією зовнішнього середовища, до якого відносять видобувну продукцію, яка складається з нафтового газу (вуглеводні метанового ряду) і пластової води [68].

Є свердловини з обводненістю до 98%, які експлуатуються на форсованому режимі, в яких НКТ за невеликий проміжок часу швидко виходить з ладу.

1.4 Залежність працездатності різьбових з'єднань від конструктивних і технологічних чинників

1.4.1 Розрахунок величини крутного моменту згвинчування обсадних труб.

Для визначення величини крутного моменту згвинчування обсадних труб з трикутним профілем різьби рекомендуються формули, що ґрунтуються на розв'язку задачі Ляме [69]:

$$M = \frac{2\pi \cdot E \cdot f \cdot l \cdot d_{cp} \cdot \operatorname{tg}\varphi (d_{cp} - d)(D_m - d_{cp}) \cdot A}{D_m^2 - d^2}, \quad (1.1)$$

де d_{cp} – середній діаметр різьби в основній площині; D_m – зовнішній діаметр муфти; d – зовнішній діаметр труби; E – модуль Юнга; f – коефіцієнт тертя; l – довжина різьби; A – розрахунковий осьовий натяг; $\operatorname{tg}\varphi$ – тангенс кута нахилу різьби.

Розрахунки, виконані за формулою (1.1) для обсадних труб діаметром 146 мм, дають розрахункове значення моменту згвинчування різьбових з'єднань обсадних труб, близьке до 12000 Нм. Цей результат завищений, бо в розрахунку не враховано зменшення величини натягу внаслідок припасовування різьбових поверхонь під час згвинчування. Величина натягу припасовування представляється у вигляді $A_n = c \cdot A$, де величина c (коефіцієнт припасовування) змінюється в межах (0,135 – 0,55). Тоді у формулу (1.1) замість величини A треба підставити еквівалентне значення осьового натягу $A_e = A - A_n$. Одержимо

$$M = \pi \cdot E \cdot f \cdot l \cdot \delta \cdot A(1 - c)\operatorname{tg}\varphi, \quad (1.2)$$

де δ – товщина стінки труби; c – коефіцієнт припасовування поверхонь різьби, приймається рівним 0,5.

Після згвинчування з натягом на муфтові з'єднання обсадних труб діють додаткові напруження від внутрішнього тиску [70,71,72]. Це особливо характерно для верхніх частин експлуатаційних колон газових свердловин, особливо при видобуванні сланцевого газу.

Максимальну величину крутного моменту, за якого напруження в тілі муфти досягає межі текучості, визначаємо з виразу [73]:

$$M_{\max} = M_p \frac{\sigma_m}{\sigma_{\max}}, \quad (1.3)$$

де: M_p – розрахунковий крутний момент, що визначається за формулою (1.2);

σ_{\max} – допустима величина напружень, що виникають під час згвинчування,

$$\sigma_{\max} = \sigma_m - \sigma_p;$$

σ_m – межа плинності матеріалу муфти;

σ_p – напруження, що виникають в основній ділянці різьби муфти від її максимально допустимого внутрішнього тиску для даного типорозміру обсадних труб;

$$\sigma_p = a \frac{P_g}{2k_c} = a \frac{P_g \cdot D_m}{d_g},$$

де $k_c = \frac{D_m - d_g}{2D_m}$ – коефіцієнт стінності різьбового з'єднання;

d_g – внутрішній діаметр різьби в основній площині;

$P_g = 2a \cdot k_{\min} \cdot \sigma_m$ – критичне значення внутрішнього тиску в трубах;

$k_{\min} = \frac{0,875\delta}{d}$ – коефіцієнт стінності труб з урахуванням їх різностінності.

Величини D_m , d_g , a регламентовані ГОСТ 632-80:

$a=0,8$ – для труб виконання А за $d < 273$ мм, групи міцності Д і для труб виконання Б за $d < 219$ мм;

$a=0,6$ – для труб виконання А за $d > 273$ мм, групи міцності Д і для труб виконання Б за $d > 219$ мм.

Після деяких перетворень формула (1.3) набуде вигляду:

$$M_{\max} = M_p \left(1 - 1,75a \cdot \frac{\delta}{D_m - d_g} \cdot \frac{D_m}{d} \right) = M_p \left(1 - k \frac{\delta}{D_m - d_g} \right), \quad (1.4)$$

де позначено $k = 1,75 \cdot a \cdot \frac{D_m}{d}$.

Формула (1.4) може використовуватися для розрахунку величини крутного моменту згвинчування муфтових з'єднань обсадних труб з врахуванням навантаження максимально допустимим внутрішнім тиском.

Якщо прийняти, що $0,875D_m/d \approx 1$, тоді

$$\frac{k_{\min}}{k_c} \approx \frac{2\delta}{D_m - d} \quad (1.5)$$

Враховуючи (1.5) у виведенні формули для M_{\max} , отримаємо формули для визначення величин крутних моментів згвинчування обсадних труб з трикутним профілем різьби:

$$\text{- при } a=0,8: M_{\max} = M_p \left(1 - 1,6 \frac{\delta}{D_m - d} \right); \quad (1.6)$$

$$\text{- при } a=0,6: M_{\max} = M_p \left(1 - 1,2 \frac{\delta}{D_m - d} \right). \quad (1.7)$$

Для обсадних труб з трапецієвидним профілем різьби за оптимальну приймається величина крутного моменту, визначеного з умови вибору пружного діаметрального натягу та подолання сил тертя на з'єднаних поверхнях:

а) для обсадних труб типу ОТТМ

$$M_{кр} = \frac{\pi \cdot f \cdot A \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot (1 - c) \cdot E \cdot \delta_T \cdot \delta_m \cdot R_c \cdot l_p}{(R_m^2 \cdot \delta_T + R_T^2) \cdot t} \left[\left(\frac{d_1^2 - d_6^2}{4 \cos \alpha_1} + b(d_1 + d_6) \right) \right]; \quad (1.8)$$

б) для обсадних труб типу ОТТГ

$$M_{кр} = \frac{1,15 \cdot \pi \cdot f \cdot A \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot (1 - c) \cdot E \cdot \delta_T \cdot \delta_m \cdot R_c}{R_m^2 \cdot \delta_T + R_T^2 \cdot \delta_m} \times \left\{ \frac{l_p - 0,029}{t} \left[\left(\frac{d_1^2 - d_6^2}{4 \cos \alpha_1} + (d_1 + d_6) \right) \right] + \frac{d_{yц}^2 - d_m^2}{4} + d_2 \cdot l_{yц} \right\}, \quad (1.9)$$

де: d – зовнішній діаметр обсадних труб, м;

d_6 – внутрішній діаметр різьби в основній площині, м;

$t = 5,08 \times 10^{-3}$ – крок різьби, м;

D_m – зовнішній діаметр муфти, м;

δ – номінальна товщина стінки труби;

δ_T, δ_M – відповідно товщина (м) стінки труби і муфти в основній площині

різьби, визначаються так: $\delta_T = \frac{d_g - d + 2\delta}{2}$; $\delta_M = \frac{D_M - d_g}{2}$;

R_T, R_M – відповідно радіус серединної поверхні труби і муфти в основній

площині різьби (м), визначаються так: $R_T = \frac{d_g + d - 2\delta}{4}$; $R_M = \frac{D_M + d_g}{4}$;

R_c – середній радіус різьби в основній площині, м: $R_c = \frac{d_g + d}{2}$;

l_p – віддаль від торця труби до основної площини різьби, м;

d_1 – діаметр вершини витків різьби труби в основній площині, м;

$d_{ущ}$ – діаметр конічної ущільнювальної розтягувальної муфти, м;

d_m – діаметр упорного виступу муфти, м;

d_2 – діаметр ущільнюючого конічного пояска труби, м;

$l_{ущ}$ – довжина ущільнювального конічного пояска труби, м;

$\cos \alpha_1$ – кут нахилу опорної поверхні витків різьби, градус;

b – ширина вершини витка різьби, м.

Таким чином, величина крутного моменту згвинчування суттєво залежить від осьового натягу і коливається в широких межах. Тому для запобігання перевантаження різьбових з'єднань у процесі згвинчування обсадних колон необхідно мати дані про величини їх осьового натягу.

1.4.2 Вплив натягу на опір втомі різьбових з'єднань.

Згвинчування конічних різьбових з'єднань труб контролюють різноманітними методами [12,30,58,69]. В одному випадку елементи різьбового з'єднання згвинчують до упора з прикладенням крутного моменту певної величини. В іншому випадку згвинчування труб вважають закінченим після суміщення певних перерізів елементів різьбового з'єднання. Вважається, що суміщення

умовних перерізів елементів з'єднання відбувається при певному значенні крутного моменту, тобто при певному натягу.

В конічному різьбовому з'єднанні обсадних труб пружний натяг використовується для відносного осевого переміщення муфти і труби з метою створення герметичності (щільності) з'єднання, а також необхідної міцності з точки зору взаємного прилягання згвинчуваних різьб [70,73,74,75].

Умовно геометричний натяг вважається позитивним, якщо торець муфти не досягає останньої риски різьби на трубі, і від'ємним, коли торець муфти перекриває останню риску різьби при машинному згвинчуванні різьбових з'єднань. Критерієм при згвинчуванні обсадних труб служить співпадання торця муфти з останньою рискою різьби на трубі, яка для труб діаметром від 114 до 245 мм віддалена на 16 мм від перерізу основної площини різьби і для труб діаметром від 273 до 426 мм – на відстані 21 мм.

Оскільки труби з'єднуються з муфтою тільки на довжині робочої частини різьби, то під дією контактного опору, який викликається пружним натягом, радіальне переміщення серединних поверхонь труби і муфти відбуваються сумісно.

Згвинчування конічного різьбового з'єднання з пружним натягом можна розглядати як випадок пресових посадок, коли спряження деталей відбувається в умовах взаємного припрацювання згвинчуваних поверхонь при високих значеннях крутних моментів, які прикладаються на ключі [73].

Величина пружного натягу не залежить від довжини робочої частини, вона є функцією випадкових поєднань технологічних похибок при виготовленні геометричних параметрів різьби і з'єднання в цілому.

Для забезпечення необхідного пружного натягу у різьбових з'єднаннях розроблено багато рекомендацій з вибору крутного моменту згвинчування, але усі вони відрізняються, оскільки крутний момент залежить від міцності матеріалу, товщини стінок обсадних труб, типу різьби і герметиків [12,13,14,30,31,76].

Крутний момент згвинчування суттєво залежить від допустимих відхилень осевого натягу. Різниця між величинами цих моментів при граничних значеннях натягу складає 54% для з'єднань ОТТМ та 50% - для ОТТГ [31].

Встановлено [77], що у різьбовому з'єднанні муфти і труби додаються похибки елементів різьби, які виникають при її нарізанні: відхилення конусності, середніх діаметрів, кроку і кутів профілю її витків. При згвинчуванні це призводить до нерівномірного розподілу пружного радіального натягу і контактного тиску вздовж різьби, що погіршує працездатність з'єднання. При експлуатації обсадної колони у свердловині в елементах її різьбових з'єднань виникає складний об'ємно-деформований стан, зумовлений додаванням напружень від пружного натягу при згвинчуванні та напружень від їх осевого навантаження.

Автори [9,61,64] підкреслюють, що міцність і герметичність різьбових з'єднань обсадних труб у першу чергу залежить від величин натягу (зазор у різьбі, відхилення її конусності, висота профілю, число ниток з неповним профілем, наявність мастила в зазорах під тиском) і крутного моменту.

За висновками [12,13] міцність і герметичність різьбових з'єднань залежить від контактного тиску у різьбі, який у свою чергу пропорційний радіальному натягу. Згвинчування різьбового з'єднання з пружним натягом викликає у стінках труби і муфти, а також витках різьби зростання напружень, що веде до зниження його несучої здатності. Тому процес з'єднання труб і муфт повинен відбуватися з контролем величини крутного моменту, швидкості згвинчування, нанесення мастильних матеріалів на різьбові поверхні у заводських і промислових умовах.

На рис.1.11 показано залежність між числом згвинчування і зміною натягу різьби гладких труб діаметром 60 мм [29]. Інтенсивність зносу неоднакова. Спочатку, у період припрацювання, натяг змінюється швидко, потім зменшується і при дуже великому числі згвинчування стабілізується. Значне зменшення натягу на початку показує, що зношення в основному проходить протягом перших згвинчувань. Із збільшенням числа згвинчувань проходить

припрацювання, що призводить до зменшення питомого тиску на різьбу, а отже, до зменшення зносу.

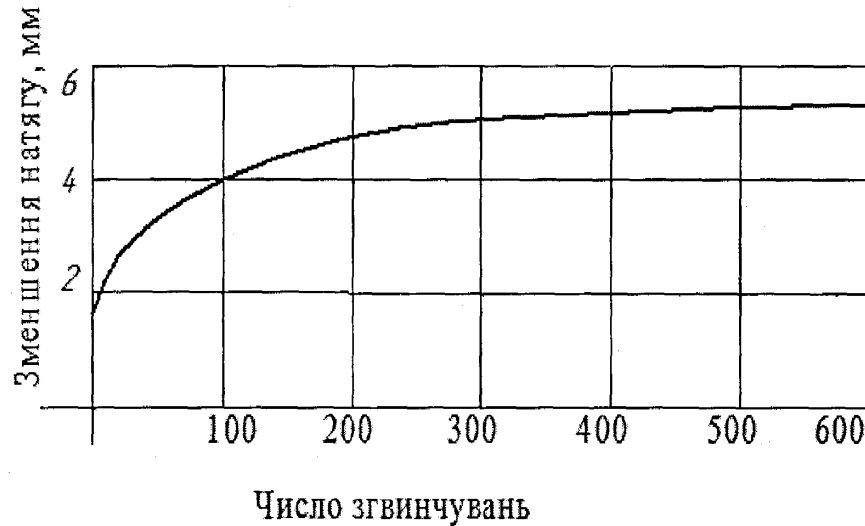
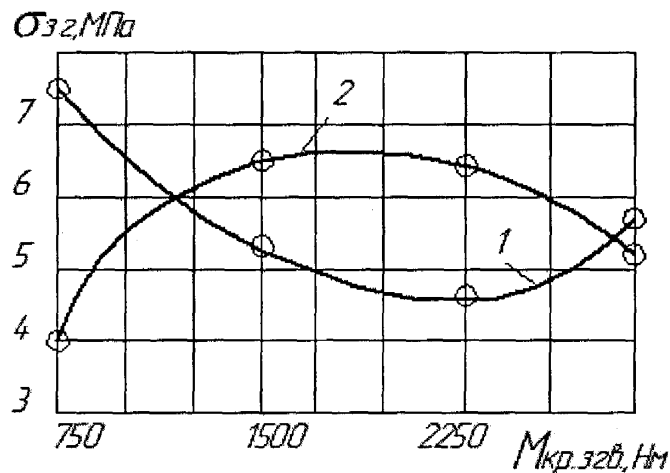


Рисунок 1.11 – Зміна натягу різьби залежно від числа згвинчування

1.4.3 Зміна напружень в різьбовому з'єднанні залежно від крутного моменту згвинчування.

Авторами [30] розглянуто зміну напруження в серединному перерізі довжини різьби ніпеля і муфти з ростом моменту затягування при дії на з'єднання моменту згину $1200 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (рис.1.12).



1 - ніпель; 2 - муфта

Рисунок 1.12 – Розподіл напружень в різьбовому з'єднанні ЗН-75, що виникають від зовнішнього навантаження ($M_{зг.} = 1200 \text{ Нм}$), при різних $M_{кр.згв.}$

Ці залежності подано у співставленні з залежностями, які встановлюють зв'язок між граничною амплітудою і крутним моментом згвинчування для з'єднань, виготовлених із сталі 45. Для з'єднань, які згвинчені з $M_{кр.згв.} = 750 \text{ Н} \cdot \text{м}$, гранична амплітуда згинальних моментів найменша. При цьому напруження в ніпелі максимальне, а в муфті – мінімальне. З цього випливає, що при недостатньому $M_{кр.згв.}$ зовнішнє навантаження сприймає, в основному, ніпель. У з'єднаннях, які згвинчені з $M_{кр.згв.} = 1500 \text{ Н} \cdot \text{м}$, значно збільшилася гранична амплітуда. Напруження в ніпелі різко падають, а у муфті – зростають. Таким чином, збільшення $M_{кр.згв.}$ призвело до сприятливого перерозподілу напруження в деталях з'єднання. Руйнування від втомлюваності проходить по ніпелю, оскільки при згвинчуванні в ньому виникають напруження розтягання, а у муфті – стискання.

З'єднання, які згвинчені з $M_{кр.згв.} = 2250 \text{ Н} \cdot \text{м}$, мають найвищу граничну амплітуду. Подальше збільшення $M_{кр.згв.}$ до $3000 \text{ Н} \cdot \text{м}$ призводить до її зменшення порівняно з максимальним значенням. Напруження в ніпелі починають зростати, а у муфті – спадати. Так встановлюється зв'язок між граничною амплітудою з'єднань, згвинчених різними крутними моментами, і напруженнями, які виникають в деталях з'єднання при дії на них моменту згину.

Використаємо вираз поділених різниць [78,79] для створення інтерполяційного поліному третього степеня залежності напружень, що виникають в ніпелі (1) та муфті (2) (рис.1.12) під дією на них моменту згину залежно від зовнішнього навантаження за різних $M_{кр.згв.}$ [45].

Побудуємо таблицю поділених різниць (табл.1.3).

Таблиця 1.3 – Таблиця поділених різниць

(x) $M_{кр.згв.}$, кНм	(y) $\sigma_{згв.}$, МПа	Значення перших різниць	Значення других різниць	Значення третіх різниць
x_0	$y[x_0]$			
x_1	$y[x_1]$	$y[x_0, x_1]$	$y[x_0, x_1, x_2]$	$y[x_0, x_1, x_2, x_3]$
x_2	$y[x_2]$	$y[x_1, x_2]$	$y[x_1, x_2, x_3]$	
x_3	$y[x_3]$	$y[x_2, x_3]$		

В прийнятих позначеннях маємо:

$$y(x) = y[x_0] + (x - x_0)y[x_0, x_1] + (x - x_0)(x - x_1)y[x_0, x_1, x_2] + (x - x_0)(x - x_1)(x - x_2)y[x_0, x_1, x_2, x_3] \quad (4.3)$$

Складемо таблиці числових значень поділених різниць, розрахованих за формулою (4.3) та даними, взятими з рис.1.12.

Таблиця 1.4 – Таблиця поділених різниць для ніпеля 1 (рис.1.12)

$M_{кр.згв.}$ кНм	$\sigma_{згв.}$ МПа	Значення перших різниць	Значення других різниць	Значення третіх різниць
0,75	7,50	$\frac{5,20 - 7,50}{1,50 - 0,75} = -3,067$	$\frac{-0,333 - (-3,067)}{2,25 - 0,75} = 1,823$	$\frac{0,887 - 1,823}{3,00 - 0,75} = -0,416$
1,50	5,20	$\frac{4,95 - 5,20}{2,25 - 1,50} = -0,333$		
2,25	4,95	$\frac{5,70 - 4,95}{3,00 - 2,25} = 1,000$	$\frac{1,000 - (-0,333)}{3,00 - 1,50} = 0,887$	
3,00	5,70			

Таким чином, для ніпеля маємо інтерполяційний поліном виду

$$\sigma_{згв.} = -0,416(M_{кр.згв.})^3 + 3,695(M_{кр.згв.})^2 - 9,743 M_{кр.згв.} + 12,904.$$

Взявши похідну з цього виразу та прирівнявши її до нуля, визначимо, що

$$\sigma_{згв., \min} = 4,869 \text{ МПа при } M_{кр.згв.} = 1,9814 \text{ кНм.}$$

Таблиця 1.5 – Таблиця поділених різниць для муфти 2 (рис.1.12)

$M_{кр.згв.}$ кНм	$\sigma_{згв.}$ МПа	Значення перших різниць	Значення других різниць	Значення третіх різниць
0,75	4,00	$\frac{6,45 - 4,00}{1,50 - 0,75} = 3,267$	$\frac{-0,067 - 3,267}{2,25 - 0,75} = -2,222$	$\frac{-0,977 + 2,222}{3,00 - 0,75} = 0,553$
1,50	6,45	$\frac{6,40 - 6,45}{2,25 - 1,50} = -0,067$	$\frac{-1,533 + 0,067}{3,00 - 1,50} = -0,977$	
2,25	6,40	$\frac{5,25 - 6,40}{3,00 - 2,25} = -1,533$		
3,00	5,25			

Таким чином, для муфти маємо інтерполяційний поліном виду

$$\sigma_{згв.} = 0,553(M_{кр.згв.})^3 - 4,710(M_{кр.згв.})^2 + 11,687M_{кр.згв.} - 2,348.$$

Взявши похідну з цього виразу та прирівнявши її до нуля, визначимо, що

$$\sigma_{згв.макс} = 6,655 \text{ МПа при } M_{кр.згв.} = 1,83 \text{ кНм.}$$

Для з'єднань, які згвинчені з $M_{кр.згв.} = 750 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $M_{кр.згв.} = 1500 \text{ Н} \cdot \text{м}$,

$M_{кр.згв.} = 2250 \text{ Н} \cdot \text{м}$, ці напруження дорівнюють відповідно $68,0 \text{ Н/мм}^2$, $135,0 \text{ Н/мм}^2$, $202,0 \text{ Н/мм}^2$ [30].

1.4.4 Вплив зарізьбових розвантажувальних канавок на працездатність різьбових з'єднань.

Різьбові з'єднання важконавантажених великогабаритних конструкцій, зокрема труб нафтового сортаменту, в переважній більшості є елементами меншої жорсткості у порівнянні з тілом з'єднуваних деталей, що призводить до дії в них високих напружень і, як наслідок, до зменшення працездатності. Одним із ефективних конструктивних рішень зменшення напружень в з'єднаннях є введення елементів меншої жорсткості, які за рахунок податливості покращують пружно-деформаційний стан конструкції з'єднання. Таку роль виконують розвантажувальні канавки, які виготовляються на одній або на обох деталях з'єднання.

Багаточисельними дослідженнями підтверджено ефективність зарізьбових розвантажувальних канавок (ЗРК) на з'єднаннях труб нафтового сортаменту, особливо при дії змінних навантажень.

Комплекс теоретичних досліджень та натурних втомних досліджень дозволив визначити оптимальні параметри ЗРК на ніпелі та муфті (радіуси галтельних переходів, чистоту поверхні, розміри та ін.) для всього розмірного ряду замкових різьбових з'єднань та вибійних двигунів [30,33,80].

Дослідження замкового різьбового з'єднання ОБТ-178 з конічною зарізьбовою канавкою показали, що цей профіль ЗРК збільшує податливість з'єднання на 14...15% порівняно із з'єднаннями зі збігом різьби. Дослідженнями [34] встановлено, що конічна зарізьбова канавка на ніпелі знижує напруження в площині першого спряженого витка різьби на 15%.

У зв'язку з цим викликає зацікавлення розробка різьбового з'єднання підвищеної податливості, вибір форми та оптимальних параметрів нової конструкції ЗРК та виявлення залежності між співвідношенням межі витривалості з'єднання від податливості муфтової і ніпельної частини з'єднання.

В роботі [33] показано, що застосування ЗРК конічної форми в муфті привело до підвищення межі витривалості замкового з'єднання на 12...14 %. Втомні руйнування проходили по останньому спряженому витку різьби муфти.

У зв'язку з тим, що зміна геометричних розмірів конічної ЗРК призводить до підвищення коефіцієнта концентрації в частині переходу від різьби до ЗРК, в роботі [33] запропонована циліндрична форма канавки (рис.1.13).

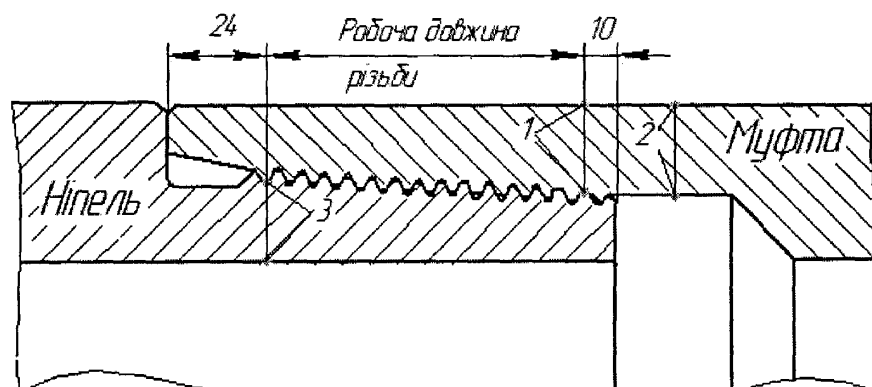


Рисунок 1.13 –Схема замкового з'єднання із ЗРК нової конструкції в муфтовій і ніпельній частині

За наявності ЗРК в муфті є три небезпечних перерізи: перерізи 1 і 3, де відбуваються втомні руйнування (по останньому спряженому витку різьби ніпеля і муфти), а також переріз 2 по циліндричній частині ЗРК.

На рис.1.14 приведено результати дослідження замкового з'єднання ЗН-80 з різьбою З-62.

Позначимо для ніпельної частини (див. рис.1.14):

а) відношення $K_{зг.} / K_{зг.}^к = \chi$,

де $K_{зг.}$ – коефіцієнт зовнішнього навантаження на згин замкового різьбового з'єднання зі збігом різьби;

$K_{зг.}^к$ – коефіцієнт зовнішнього навантаження на згин замкового різьбового з'єднання із ЗРК;

б) відношення $\sigma_{зг.}^к / \sigma_{зг.} = \psi$,

де $\sigma_{зг.}$ – границя витривалості на згин замкового різьбового з'єднання зі збігом різьби;

$\sigma_{зг.}^к$ – границя витривалості на згин замкового різьбового з'єднання із зарізьбовою розвантажувальною канавкою.

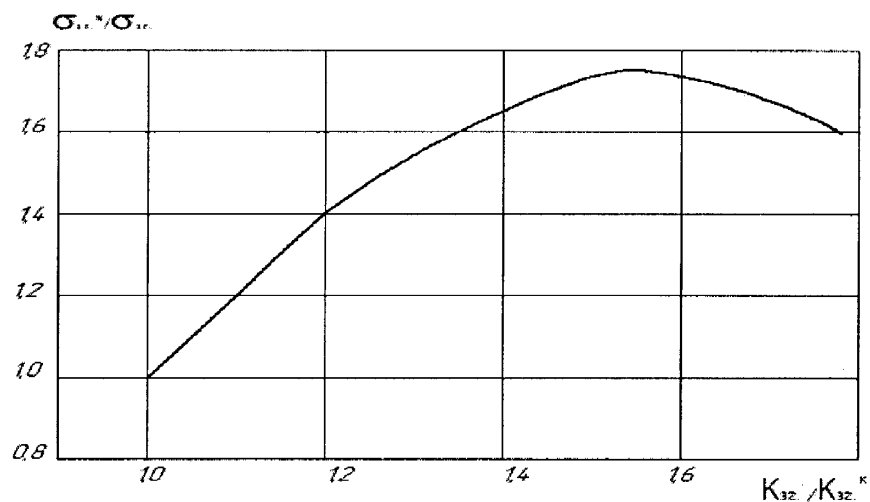


Рисунок 1.14 – Зміна межі витривалості замкового з'єднання ЗН-80 з різьбою З-62 від параметрів ЗРК ніпеля

Побудуємо таблицю поділених різниць (табл.1.6) [78,79], зберігши прийняті позначення:

Таблиця 1.6 – Таблиця поділених різниць

Значення χ	Значення ψ	Значення перших різниць	Значення других різниць	Значення третіх різниць
χ_0	$\psi[\chi_0]$			
χ_1	$\psi[\chi_1]$	$\psi[\chi_0, \chi_1]$	$\psi[\chi_0, \chi_1, \chi_2]$	$\psi[\chi_0, \chi_1, \chi_2, \chi_3]$
χ_2	$\psi[\chi_2]$	$\psi[\chi_1, \chi_2]$	$\psi[\chi_1, \chi_2, \chi_3]$	
χ_3	$\psi[\chi_3]$	$\psi[\chi_2, \chi_3]$		

В цих позначеннях маємо

$$\psi(\chi) = \psi[\chi_0] + (\chi - \chi_0)\psi[\chi_0, \chi_1] + (\chi - \chi_0)(\chi - \chi_1)\psi[\chi_0, \chi_1, \chi_2] + (\chi - \chi_0)(\chi - \chi_1)(\chi - \chi_2)\psi[\chi_0, \chi_1, \chi_2, \chi_3].$$

Складемо таблицю числових значень поділених різниць, розрахованих за поданим вище рівнянням та даними, взятими з рис.1.14.

Таблиця 1.7 – Числові значення поділених різниць

χ	ψ	Значення перших різниць	Значення других різниць	Значення третіх різниць
0,00	0,80	$\frac{1,4 - 0,8}{1,2 - 0} = 0,5$	$\frac{1,0294 - 0,5}{1,54 - 0} = 0,344$	$\frac{-2,95 - 0,344}{1,77 - 0} = -1,861$
1,20	1,40	$\frac{1,75 - 1,4}{1,54 - 1,2} = 1,0294$		
1,54	1,75	$\frac{1,6 - 1,75}{1,77 - 1,54} = -0,6522$	$\frac{-0,6522 - 1,0294}{1,77 - 1,2} = -2,95$	
1,77	1,60			

Таким чином, маємо інтерполяційний поліном виду

$$\psi = -1,861 \chi^3 + 5,443 \chi^2 - 3,3518 \chi + 0,8.$$

Взявши похідну з цього виразу і прирівнявши її до нуля, визначимо, що

$$\psi_{max} = 1,75213 \text{ при } \chi = 1,5666.$$

Отже, має місце максимум залежності межі витривалості від параметрів ЗРК, що підтверджує існування оптимальної форми і оптимальних геометричних розмірів ЗРК, які покращують пружно-деформаційний стан конструкцій різьбового з'єднання, особливо при дії змінних навантажень в обсадних колонах

при видобуванні сланцевого газу. Тому доцільно провести системний аналіз використання різних поверхонь в якості форми ЗРК, включаючи і поверхні вищих порядків.

Постановка задачі.

1. Щоб попередити ускладнення з обсадною колоною та колоною НКТ при розробці їх конструкції і при їх експлуатації необхідно враховувати можливість виникнення відмов елементів колон, до числа яких входять: відмови різьбового з'єднання, відмови по тілу труби, руйнування по тілу муфти, обриви підвісного патрубка або перехідника, відкладення смол, парафіну тощо, інші відмови. При створенні конструкції елементів НКТ і підборі матеріалу для їх виготовлення необхідно враховувати наступні критерії працездатності НКТ: міцність при дії постійних та змінних навантажень; зносостійкість; корозійна стійкість; герметичність і точність виготовлення.

Тому необхідно провести аналіз критеріїв працездатності обсадних колон та колон НКТ з метою розроблення нових конструкцій муфтових з'єднань обсадних та насосно-компресорних труб і удосконалення методів їх розрахунку.

2. Практика експлуатації стандартних обсадних та насосно-компресорних труб, а також випробування на розтяг показують, що руйнування різьбових з'єднань з кутом профілю 60° переважно проходять внаслідок виривання труби з муфти при виході витків різьби із зачеплення. Характерним видом руйнування з'єднань з трапецієвидною різьбою є розрив по тілу труби в перерізі останньої згвинченої нитки.

Тому необхідно провести графоаналітичні та теоретичні дослідження конструктивних та експлуатаційних чинників працездатності різьбових з'єднань обсадних та насосно-компресорних труб.

3. Умови збирання різьбових з'єднань суттєво впливають на опір втомі, герметичність, зносостійкість. Тому заходи для забезпечення надійності з'єднань обсадних колон необхідно провести у двох напрямках – підвищення їх міцності і

герметичності конструктивно-технологічними методами та відновлення їх працездатності.

4. Міцність і герметичність різьбових з'єднань обсадних труб у першу чергу залежить від величини натягу і крутного моменту.

Тому важливою задачею є удосконалення пружно-деформаційної моделі обсадних і насосно-компресорних труб та їх різьбових з'єднань.

Чисельними дослідженнями підтверджено поліпшення пружно-деформаційного стану конструкцій різьбових з'єднань при дії змінних навантажень введенням ЗРК, які виконуються на одній або на двох деталях з'єднання.

Тому важливо провести теоретичне обґрунтування форм поверхонь ЗРК різьбових з'єднань труб нафтового сортаменту на основі створеної їх графоаналітичної моделі.

5. Важливою задачею є розроблення методики експериментальних досліджень удосконалених різьбових з'єднань обсадних труб на герметичність та проведення їх дослідно-промислових випробувань.

РОЗДІЛ 2

УДОСКОНАЛЕННЯ ПРУЖНО-ДЕФОРМАЦІЙНОЇ МОДЕЛІ ОБСАДНИХ І НАСОСНО-КОМПРЕСОРНИХ ТРУБ ТА ЇХ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ

2.1 Внутрішні силові фактори, що виникають в поперечних перерізах елементів різьбового з'єднання при різних навантаженнях

2.1.1 Аналіз силових факторів в елементах різьбового з'єднання при розтягнутих трубі і муфті.

При розрахунках і конструюванні різьбових з'єднань має значення розподіл навантаження вздовж різьби і вид цього навантаження.

Розподіл навантаження вздовж різьбових з'єднань розглянутий у багатьох роботах. Формули Н.Є.Жуковського, І.А.Біргера [81] та інших авторів дають уяву тільки про інтенсивність розподілу зовнішнього навантаження вздовж робочої частини різьбового з'єднання. В розв'язках цих авторів нічого не говориться про розподіл внутрішніх силових факторів, які виникають в поперечних перерізах деталей різьбового з'єднання. Тобто ці розв'язки не дають можливості визначити закономірність зміни напружень в деталях різьбового з'єднання при різних способах навантаження.

В дослідженнях [25,26] наводиться розв'язок, який дає диференціальну залежність між внутрішніми силовими факторами, які виникають у поперечних перерізах елементів різьбового з'єднання, та інтенсивністю розподілу зовнішнього навантаження вздовж різьби. Взято до уваги випадок передачі осьового зусилля за допомогою гострокутної різьби, при якому різьбові деталі – розтягнуті. Для цього із складових циліндрів різьбового з'єднання виділено смужку довільної довжини і одиничної ширини. Початок відліку координати x розташовано в перерізі, який співпадає з першою ниткою різьби, в торці зовнішнього циліндра, позначеного індексом 2. Внутрішній циліндр позначено

індексом 1. Поздовжнє зусилля Q вважається прикладеним на обох кінцях труб паралельно осі різьбового з'єднання.

На відстані x навколо деякої точки на контакті з'єднання виділено елементарні паралелепіпеди матеріалу завдовжки dx , завширшки 1, заввишки $d\delta$.

З умови рівноваги елементарних паралелепіпедів дотичні сили рівні за величиною і протилежні за напрямом:

$$T = \frac{dQ_2}{dx} = Q'_2; \quad T = -\frac{dQ_1}{dx} = -Q'_1. \quad (2.1)$$

Оскільки для розв'язування задачі рівнянь статички недостатньо, розглянуто деформований стан елементарних паралелепіпедів, виділених із складових циліндрів різьбового з'єднання.

За рахунок різниці осьових деформацій переріз кожного елемента з координатою x отримує горизонтальне переміщення u , а переріз з координатою $x + dx$ отримує переміщення $u + du$.

Відносні лінійні видовження елементів з'єднання запишуться у вигляді:

$$\varepsilon_1 = \frac{dx + du_1 - dx}{dx} = \frac{du_1}{dx} = u'_1;$$

$$\varepsilon_2 = \frac{dx + du_2 - dx}{dx} = \frac{du_2}{dx} = u'_2,$$

де du_1 і du_2 – абсолютні видовження відрізків dx внутрішнього та зовнішнього елементів.

Диференціюючи вираз $u = u_2 - u_1$, який є різницею абсолютних видовжень елементів довжиною x , отримано $u' = u'_2 - u'_1 = \varepsilon_2 - \varepsilon_1$.

Оскільки поздовжнє зусилля з одного елемента на інший передається за допомогою зв'язків зсуву, то різниця абсолютних видовжень пропорційна зовнішній дотичній силі T і обернено пропорційна деякому коефіцієнту

пропорціональності k , який характеризує певне різьбове з'єднання і може бути визначений експериментально, тобто

$$u = u_2 - u_1 = \frac{T}{k}. \quad (2.2)$$

Диференціюючи вираз (2.2), отримано

$$T' = k(\varepsilon_2 - \varepsilon_1). \quad (2.3)$$

Підставивши в рівняння (2.3) значення відносних видовжень, які за законом Гука дорівнюють

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E_1} = \frac{Q_1}{E_1 F_1};$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\sigma_2}{E_2} = \frac{Q_2}{E_2 F_2},$$

отримано

$$T' = k \left(\frac{Q_2}{E_2 F_2} - \frac{Q_1}{E_1 F_1} \right).$$

Враховуючи рівняння (2.1) та рівняння статички $Q_1 + Q_2 = Q$, отримано рівняння

$$Q_2'' - k \left(\frac{1}{E_1 F_1} + \frac{1}{E_2 F_2} \right) Q_2 = - \frac{kQ}{E_1 F_1}. \quad (2.4)$$

У рівнянні (2.4) змінною величиною, яка залежить від координати x , є нормальна осьова сила Q_2 . Інші величини є константами, що характеризують матеріал і конструктивні параметри даного різьбового з'єднання.

Для аналізу силових факторів в елементах різьбового з'єднання, при якому різьбові деталі – розтягнуті [46], використаємо диференціальне рівняння (2.4), яке запишемо у вигляді

$$Q_2'' - m^2 Q_2 = - \frac{kQ}{E_1 F_1},$$

де

$$m^2 = k \left(\frac{1}{E_2 F_2} + \frac{1}{E_1 F_1} \right).$$

Інтеграл однорідного рівняння $Q_2'' - m^2 Q_2 = 0$ з врахуванням часткового розв'язку записується у вигляді

$$Q_2 = A \operatorname{sh} mx + B \operatorname{ch} mx + \beta Q, \quad (2.5)$$

де

$$\beta = \frac{k}{m^2 E_1 F_1}.$$

Розглянемо розтягнуте різьбове з'єднання з робочою довжиною різьби, що дорівнює l (рис.2.1). Для визначення постійних інтегрування скористаємося граничними умовами на кінцях муфти, позначеної індексом 2: при $x=0$ $Q_2 = 0$; при $x=l$ $Q_2 = Q$.

Після підстановки граничних умов в рівняння (2.5), одержуємо:

$$A = -\frac{\beta Q(1 - \operatorname{ch} ml)}{\operatorname{sh} ml} + \frac{Q}{\operatorname{sh} ml};$$

$$B = -\beta Q.$$

З врахуванням постійних інтегрування рівняння (2.5) набуває вигляду

$$Q_2 = \frac{Q}{\left(\frac{1}{E_1 F_1} + \frac{1}{E_2 F_2} \right) \operatorname{sh} ml} \times \left[\frac{\operatorname{sh} ml - \operatorname{sh} m(l-x)}{E_1 F_1} + \frac{\operatorname{sh} mx}{E_2 F_2} \right]. \quad (2.6)$$

Нормальне зусилля в трубі, яка позначена індексом 1, визначається з рівняння

$$Q_1 = Q - Q_2. \quad (2.7)$$

Дотичне зусилля (2.1), яке діє на витки різьби, дорівнює

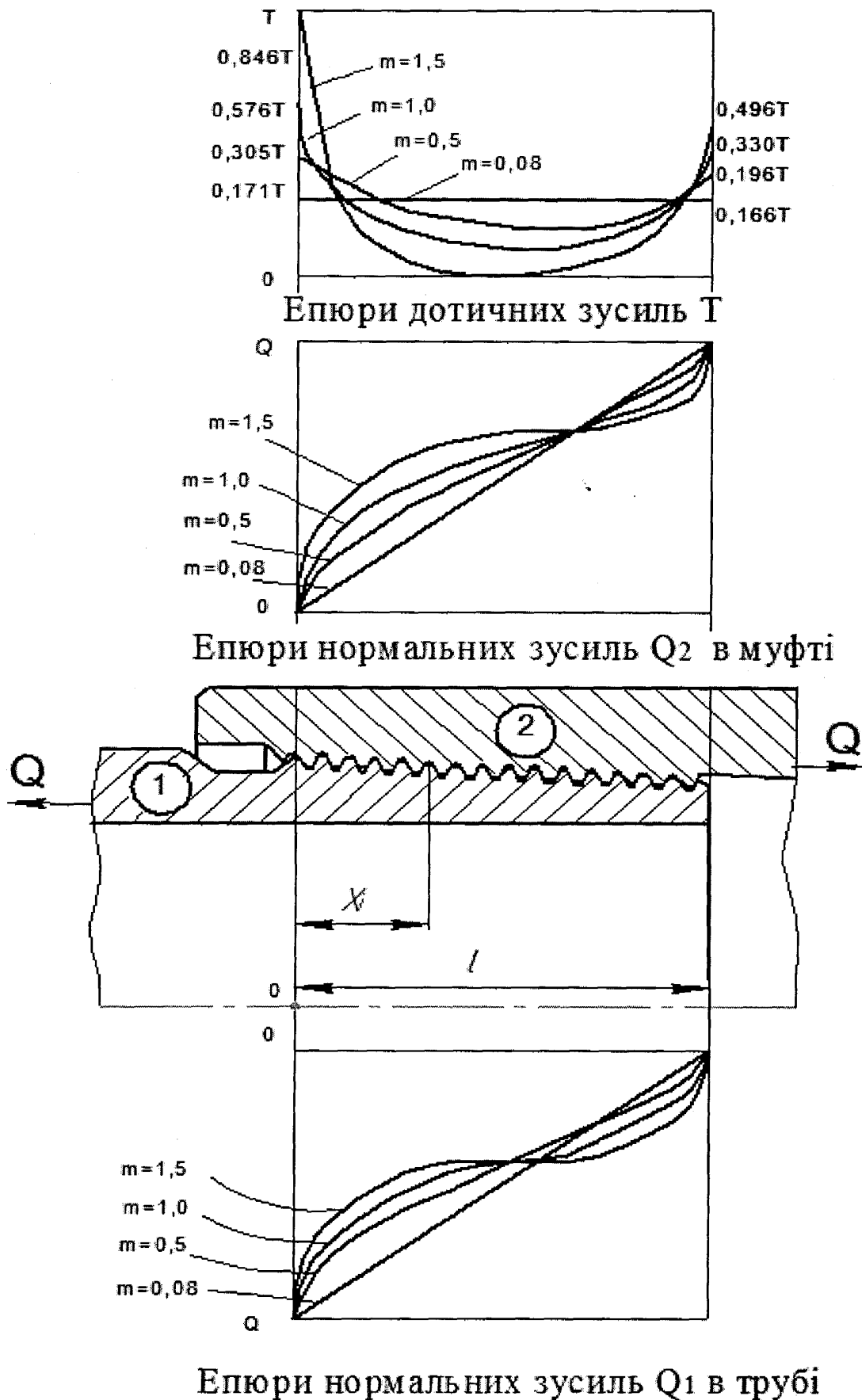


Рисунок 2.1 – Epюри розподілу дотичних і нормальних зусиль в розтягнутих трубі та муфті при різних значеннях m

$$T = \frac{dQ_2}{dx} = \frac{mQ}{\left(\frac{1}{E_1F_1} + \frac{1}{E_2F_2}\right)sh ml} \times \left[\frac{ch m(l-x)}{E_1F_1} + \frac{ch mx}{E_2F_2} \right]. \quad (2.8)$$

На рис.2.1 зображено епюри розподілу нормальних і дотичних зусиль в розтягнутих трубі та муфті, які розраховані за формулами (2.6–2.8) при $m = 0,08$ 1/см, $m = 0,5$ 1/см, $m = 1,0$ 1/см, $m = 1,5$ 1/см.

2.1.2 Аналіз силових факторів в елементах різьбового з'єднання при розтягнутій трубі та стиснутій муфті

В п. 2.1.1 наводиться розв'язок, який дає диференціальну залежність між внутрішніми силовими чинниками, які виникають у поперечних перерізах елементів різьбового з'єднання, та інтенсивністю розподілу зовнішнього навантаження вздовж різьби. Взято випадок передачі осьового зусилля з труби на муфту за допомогою гострокутної різьби так, що труба і муфта – розтягнуті.

Для випадку осьового стиску муфти і розтягнутої труби [47], як це показано на рис.2.2, у загальному розв'язку диференціального рівняння (2.5) частковий розв'язок враховується з від'ємним знаком

$$Q_1 = Q_2 = A sh mx + B ch mx - \beta Q. \quad (2.9)$$

Внутрішні нормальні сили в муфті

Постійні інтегрування A і B визначаються з граничних умов, які маємо на кінцях муфти (зовнішньої стиснутої деталі): при $x = 0 \rightarrow Q_2 = -Q$; при $x = l \rightarrow Q_2 = 0$.

Розв'язуючи рівняння (2.9) за цих граничних умов, отримуємо

$$A = \frac{Q(1-\beta)ch ml}{sh ml} - \frac{\beta Q}{sh ml};$$

$$B = -Q(1-\beta).$$

Після підстановки постійних інтегрування в рівняння (2.9) отримаємо

$$Q_2 = \left(\frac{Q(1-\beta)chml}{shml} - \frac{\beta Q}{shml} \right) shmx - Q(1-\beta)chmx - \beta Q.$$

Після деяких перетворень отримаємо вираз для визначення внутрішньої нормальної осьової сили в муфті у такому вигляді:

$$Q_2 = -\frac{Qshm(l-x)}{shml}. \quad (2.10)$$

Інтенсивність розподілу зовнішнього навантаження вздовж різьби при стиснутій муфті і розтягнутій трубі визначається на основі формули (2.1) диференціюванням виразу (2.10)

$$T = \frac{dQ_2}{dx} = \frac{mQchm(l-x)}{shml}. \quad (2.11)$$

Внутрішні нормальні сили в трубі

Постійні інтегрування для розтягнутої труби визначаються з таких граничних умов: при $x = 0 \rightarrow Q_1 = Q$; при $x = l \rightarrow Q_1 = 0$.

Після підстановки граничних умов в рівняння (2.9) отримуємо такі значення постійних інтегрування:

$$A = \frac{\beta Q}{shml} - \frac{Q(1-\beta)chml}{shml}; \quad B = Q(1+\beta).$$

Після підстановки отриманих значень постійних A і B в рівняння (2.9) отримаємо

$$Q_1 = \left(\frac{\beta Q}{shml} - \frac{Q(1-\beta)chml}{shml} \right) shmx + Q(1+\beta)chmx - \beta Q.$$

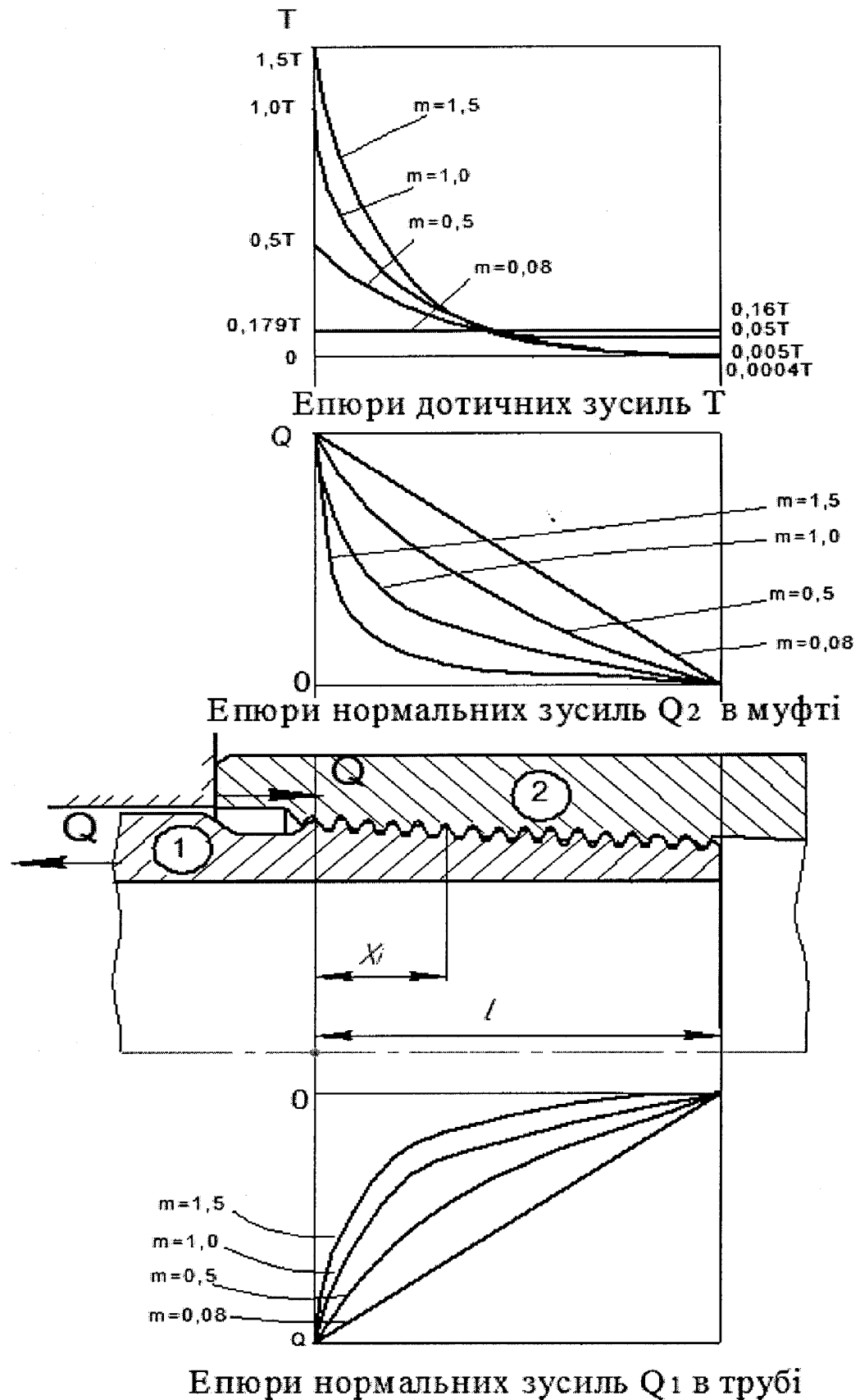


Рисунок 2.2 – Епюри розподілу дотичних і нормальних зусиль в розтягнутій трубі та стиснутій муфті при різних значеннях параметра m

Після виконання деяких перетворень рівняння (2.9) приймає вигляд

$$Q_1 = \frac{Q \operatorname{sh} m(l-x)}{\operatorname{sh} ml}. \quad (2.12)$$

Інтенсивність розподілу зовнішнього навантаження вздовж різьби визначається за формулою (2.9) шляхом диференціювання виразу (2.12)

$$T = \frac{dQ_1}{dx} = -\frac{mQ \operatorname{sh} m(l-x)}{\operatorname{sh} ml}. \quad (2.13)$$

На рис.2.2 зображені епюри розподілу внутрішніх нормальних осьових сил, а також епюри інтенсивності розподілу зовнішнього навантаження вздовж витків різьбового з'єднання, які розраховані за формулами (2.10, 2.12, 2.13) при $m = 0,08$ 1/см, $m = 0,5$ 1/см, $m = 1,0$ 1/см, $m = 1,5$ 1/см.

Таким чином, для розрахунку різьбових з'єднань на міцність необхідно брати до уваги закономірність розподілу внутрішніх нормальних сил, які виникають в поперечних перерізах елементів різьбового з'єднання.

2.2 Аналіз напружено-деформованого стану обсадної труби

2.2.1 Постановка задачі

Експериментальні дослідження несучої здатності обсадних труб при дії зовнішнього гідравлічного тиску показали, що незалежно від груп міцності і товщини стінок труби при руйнуванні втрачають стійкість [77,82,83]. Це стало приводом вважати обсадні труби відносно тонкостінними. Але дослідження також показали, що в процесі випробовувань залежно від групи міцності, відносної товщини стінок, овальності та оточуючого середовища труби суттєво відрізняються одна від одної за виникненням і розвитком деформацій і розподілу напружень у стінках, за умовами і характером втрати несучої здатності. Ці відмінності проявляються і при роботі труб в звичайних умовах, тобто коли вони зібрані в обсадні колони і спущені у свердловини. Не дивлячись на це, всі обсадні труби розраховуються за єдиними формулами. Це призводить до

перевантажень труб однієї групи і до недовикористання потенційних можливостей труб другої групи.

На основі досвіду експлуатації і дослідження обсадних труб їх можна умовно розділити на товстостінні та тонкостінні.

В сортаменті обсадних труб для нафтової промисловості відносні товщини стінок k для труб всіх діаметрів знаходяться в діапазоні $0,022 - 0,086$. Якщо k знаходиться в межах $0,022 - 0,047$ такі обсадні труби можна вважати тонкостінними. Відповідно всі інші – товстостінними.

При розрахунку труб як тонкостінних циліндрів допускається, що в тангенційному (коловому) напрямі напруження постійні вздовж товщини стінки, а в радіальному – їх взагалі немає. Ці припущення неприйнятні для товстостінних циліндрів [84].

Обсадні колони та колони НКТ можна уявити як довгі трубчаті стрижні. Вони знаходяться під дією різноманітних навантажень, які залежать від умов експлуатації. Ці навантаження в загальному випадку діють як у поперечному, так і поздовжньому напрямі, за певних умов, можуть привести до втрати стійкості колони і переходу її до нестійкого рівноважного стану.

Розглянемо обсадну колону як товстостінний циліндр (циліндричну товстостінну оболонку), який несе складне навантаження, наприклад, при експлуатації свердловини, коли діє постійний внутрішній тиск $p_в$, а нерівномірно розподілений за довжиною зовнішній тиск $p_з(z)$ при цьому не компенсується внутрішнім, і навантаження на колону зростає за рахунок зовнішнього надлишкового тиску (рис.2.3). Визначимо напружено-деформований стан його із використанням рівнянь тривимірної теорії пружності.

Внаслідок осьової симетрії циліндра та навантажень напруження і деформації також симетричні відносно його осі.

Запишемо рівняння стану такого товстостінного циліндра у циліндричній системі координат ρ, φ, z .

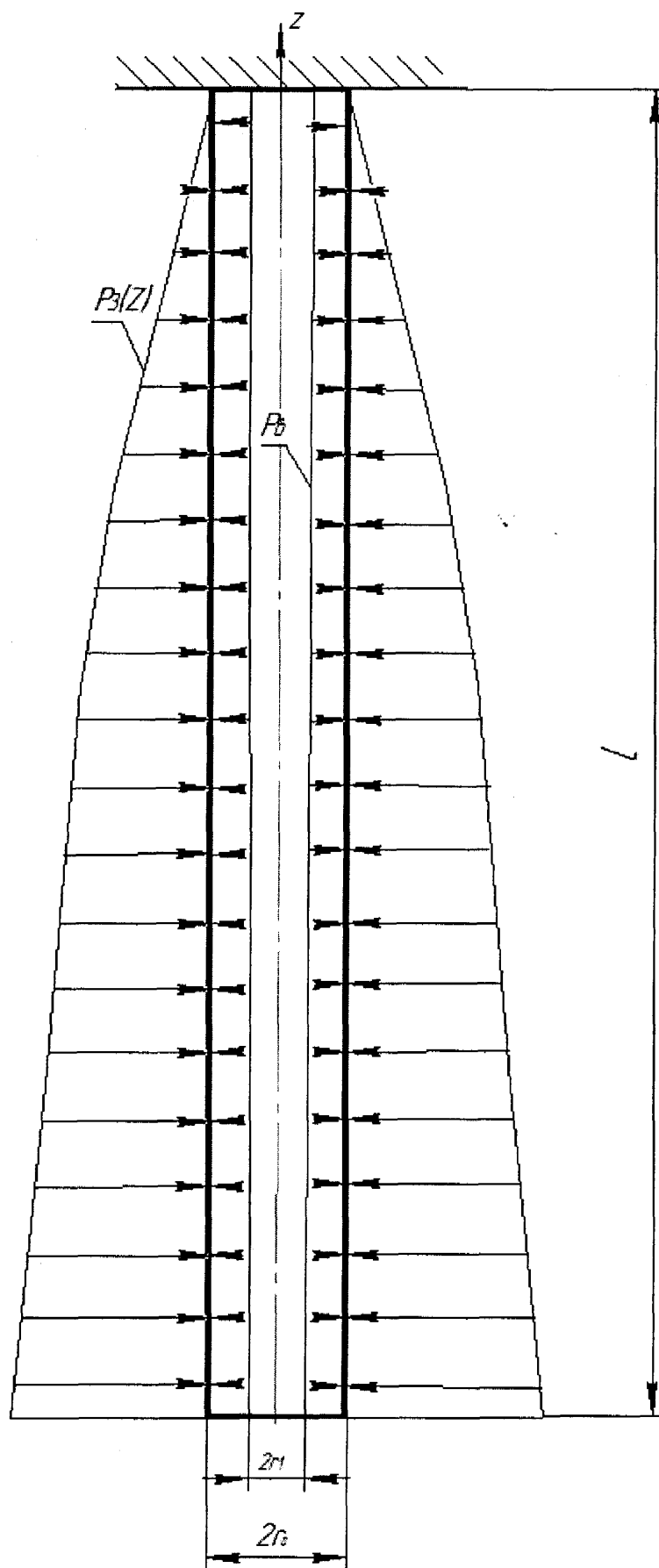


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема товстостінного циліндра

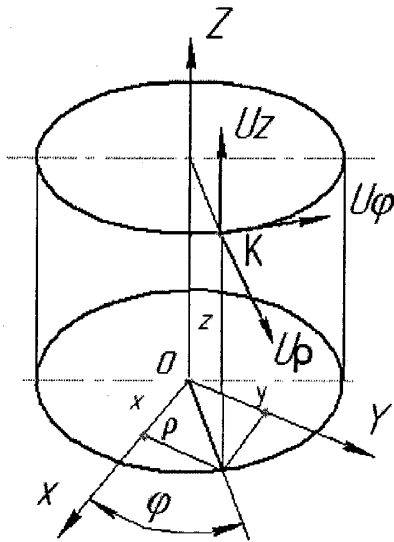


Рисунок 2.4 – Зв'язок між прямокутною та циліндричною системами координат

Циліндричні координати пов'язані з прямокутними координатами такими формулами перетворення (рис.2.4):

$$\begin{aligned} x &= \rho \cos \varphi, & \rho &= \sqrt{x^2 + y^2}, \\ y &= \rho \sin \varphi, & \operatorname{tg} \varphi &= \frac{y}{x}. \\ z &= z, \end{aligned} \quad (2.14)$$

Запишемо диференціальні рівняння рівноваги без урахування об'ємних сил у такому вигляді:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial \rho} (\rho \sigma_{\rho}) - \frac{\sigma_{\varphi}}{\rho} &= 0; \\ \frac{1}{\rho} \frac{\partial \sigma_{\varphi}}{\partial \varphi} &= 0; \\ \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} &= 0, \end{aligned} \quad (2.15)$$

де $\sigma_{\rho}, \sigma_{\varphi}, \sigma_z$ – компоненти напружень у довільній точці циліндра в циліндричних координатах.

Закон Гука в циліндричній системі координат має вигляд:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\rho\rho} &= \frac{1+\nu}{E} \left[\sigma_{\rho} - \frac{\nu}{1+\nu} (\sigma_{\rho} + \sigma_{\varphi} + \sigma_z) \right]; \\ \varepsilon_{\varphi\varphi} &= \frac{1+\nu}{E} \left[\sigma_{\varphi} - \frac{\nu}{1+\nu} (\sigma_{\rho} + \sigma_{\varphi} + \sigma_z) \right]; \\ \varepsilon_{zz} &= \frac{1+\nu}{E} \left[\sigma_z - \frac{\nu}{1+\nu} (\sigma_{\rho} + \sigma_{\varphi} + \sigma_z) \right], \end{aligned} \quad (2.16)$$

де $\varepsilon_{\rho\rho}, \varepsilon_{\varphi\varphi}, \varepsilon_{zz}$ – складові тензора деформацій в циліндричній системі координат;

ν – коефіцієнт Пуассона;

E – модуль пружності (модуль Юнга);

$G = \frac{E}{2(1+\nu)}$ – модуль зсуву.

Якщо u_ρ, u_φ, u_z – компоненти переміщень (див.рис.2.4), то співвідношення між деформаціями і переміщеннями (співвідношення Коші) будуть:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\rho\rho} &= \frac{\partial u_\rho}{\partial \rho}; & \varepsilon_{\varphi\varphi} &= \frac{1}{\rho} \frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{u_\rho}{\rho}; & \varepsilon_{zz} &= \frac{\partial u_z}{\partial z}; \\ \varepsilon_{\rho\varphi} &= \frac{1}{\rho} \frac{\partial u_\rho}{\partial \varphi} + \frac{\partial u_\varphi}{\partial z} - \frac{u_\varphi}{\rho}; & \varepsilon_{\varphi z} &= \frac{\partial u_\varphi}{\partial z} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial u_z}{\partial \varphi}; & \varepsilon_{z\rho} &= \frac{\partial u_z}{\partial \rho} + \frac{\partial u_\rho}{\partial z}. \end{aligned} \quad (2.17)$$

Рівняння нерозривності деформацій, яке вказує на неперервність кривизни деформованих волокон, а також неперервність відносних кутів закручування циліндра, має вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \varepsilon_{\rho\rho}}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_{zz}}{\partial \rho^2} &= \frac{\partial^2 \varepsilon_{\rho z}}{\partial \rho \partial z}; \\ \frac{\partial^2 \varepsilon_{\varphi\varphi}}{\partial z^2} + \frac{1}{\rho^2} \frac{\partial^2 \varepsilon_{zz}}{\partial \varphi^2} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \varepsilon_{zz}}{\partial z} &= \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial \varepsilon_{\varphi z}}{\partial \varphi} + \varepsilon_{\rho z} \right); \\ \frac{1}{\rho} \frac{\partial^2 \varepsilon_{\rho\rho}}{\partial \varphi^2} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial \rho} \left(\rho^2 \frac{\partial \varepsilon_{\varphi\varphi}}{\partial \rho} - \frac{\partial \varepsilon_{\rho\rho}}{\partial \rho} \right) &= \frac{1}{\rho} \frac{\partial^2 (\rho \varepsilon_{\varphi\varphi})}{\partial \rho \partial \varphi}; \\ \frac{\partial^2 \varepsilon_{\rho\varphi}}{\partial z^2} - \rho \frac{\partial^2}{\partial \rho \partial z} \left(\frac{\varepsilon_{\varphi z}}{\rho} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \varepsilon_{\rho z}}{\partial \varphi \partial z} &= -2 \frac{\partial^2}{\partial \varphi \partial z} \left(\frac{\varepsilon_{zz}}{\rho} \right); \\ \frac{\partial}{\partial \rho} \left(\frac{1}{\rho} \frac{\partial (\rho \varepsilon_{\varphi z})}{\partial \rho} - \frac{1}{\rho^2} \frac{\partial^2 (\rho^2 \varepsilon_{\rho\varphi})}{\partial \rho \partial z} - \frac{\partial^2}{\partial \rho \partial \varphi} \left(\frac{\varepsilon_{\rho z}}{\rho} \right) \right) &= -\frac{2}{\rho} \frac{\partial^2 \varepsilon_{\rho\rho}}{\partial \varphi \partial z}; \\ \frac{\partial^2 \varepsilon_{\rho z}}{\partial \varphi^2} - \frac{\partial^2 (\rho \varepsilon_{\varphi z})}{\partial \rho \partial \varphi} - \frac{\partial^2 (\rho \varepsilon_{\varphi\rho})}{\partial \rho \partial \varphi} &= \rho \frac{\partial}{\partial z} \left(\varepsilon_{zz} - \frac{\partial (\rho \varepsilon_{\varphi\varphi})}{\partial \rho} \right). \end{aligned} \quad (2.18)$$

Обернена форма закону Гука в циліндричній системі координат буде:

$$\begin{aligned}
\sigma_\rho &= \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \left[\frac{1}{\rho} \frac{\partial(\rho u_\rho)}{\partial \rho} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right] + \frac{E}{1+\nu} \frac{\partial u_\rho}{\partial \rho}; \\
\sigma_\varphi &= \frac{\nu E}{2(1+\nu)} \left[\frac{1}{\rho} \frac{\partial(\rho u_\rho)}{\partial \rho} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right] + \frac{E}{(1+\nu)\rho} \left(\frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi} + u_\rho \right); \\
\sigma_z &= \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \left[\frac{1}{\rho} \frac{\partial(\rho u_\rho)}{\partial \rho} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right] + \frac{E}{1+\nu} \frac{\partial u_z}{\partial z}.
\end{aligned} \quad (2.19)$$

Скориставшись системою рівнянь рівноваги (2.15), співвідношеннями Коші (2.17) і законом Гука (2.19) отримаємо повну систему рівнянь для розв'язання задачі у переміщеннях. Використавши систему рівнянь рівноваги (2.15), рівняння нерозривності деформацій (2.18) і закон Гука (2.16), отримаємо повну систему рівнянь для розв'язання задач механіки деформованого твердого тіла в напруженнях.

2.2.2 Виведення рівнянь осесиметричного напружено-деформованого стану труб

Як зазначалось вище, при умовах, що зображені на рис.2.3 напружено-деформований стан циліндра буде осесиметричним. Тому співвідношення (2.15), (2.17) і (2.19) залежать від двох змінних ρ і z , а напружено-деформований стан буде характеризуватись нормальними $\sigma_\rho, \sigma_\varphi, \sigma_z$ напруженнями, радіальними $u = u_\rho$ і поздовжніми $w = u_z$ переміщеннями (див. рис.2.4). Надалі будемо користуватися безрозмірною системою координат $R = \rho/\lambda$, $\xi = z/\lambda$, де λ – будь-який характерний розмір, що має розмірність довжини.

Тоді рівняння рівноваги (2.15) набувають вигляду:

$$\frac{\partial \sigma_\rho}{\partial R} + \frac{\sigma_\rho - \sigma_\varphi}{R} = 0; \quad R \frac{\partial \sigma_z}{\partial \xi} = 0. \quad (2.20)$$

Співвідношення (2.17) між деформаціями і переміщеннями будуть:

$$\varepsilon_{\rho\rho} = \frac{1}{\lambda} \frac{\partial u}{\partial R}; \quad \varepsilon_{\varphi\varphi} = \frac{1}{\lambda} \frac{u}{R}; \quad \varepsilon_{zz} = \frac{1}{\lambda} \frac{\partial w}{\partial \xi}; \quad \varepsilon_{\rho z} = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial u}{\partial \xi} + \frac{\partial w}{\partial R} \right). \quad (2.21)$$

Закон Гука (2.19) матиме вигляд:

$$\begin{aligned}\sigma_\rho &= \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)\lambda} \left[\frac{\nu u}{R} + (1-\nu) \frac{\partial u}{\partial R} + \nu \frac{\partial w}{\partial \xi} \right]; \\ \sigma_\varphi &= \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)\lambda} \left[(1-\nu) \frac{u}{R} + \nu \frac{\partial u}{\partial R} + \nu \frac{\partial w}{\partial \xi} \right]; \\ \sigma_z &= \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)\lambda} \left[\frac{\nu u}{R} + \nu \frac{\partial u}{\partial R} + (1-\nu) \frac{\partial w}{\partial \xi} \right].\end{aligned}\quad (2.22)$$

Підставивши співвідношення (2.22) у рівняння рівноваги (2.20), отримаємо систему двох рівнянь в частинних похідних четвертого порядку відносно невідомих переміщень u і w :

$$\begin{aligned}& \frac{\partial}{\partial R} \left\{ \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)\lambda} \left[\frac{\nu u}{R} + (1-\nu) \frac{\partial u}{\partial R} + \frac{\partial w}{\partial \xi} \right] \right\} + \\ & + \frac{\partial}{\partial \xi} \left\{ \frac{E}{2(1+\nu)\lambda} \left[\frac{\partial u}{\partial \xi} + \frac{\partial w}{\partial R} \right] \right\} + \\ & + \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)\lambda R} \left[\frac{\nu u}{R} + (1-\nu) \frac{\partial u}{\partial R} + \frac{\partial w}{\partial \xi} \right] - \\ & - \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)\lambda R} \left[(1-\nu) \frac{u}{R} + \nu \frac{\partial u}{\partial R} + \nu \frac{\partial w}{\partial \xi} \right] = 0; \\ & \frac{\partial}{\partial R} \left\{ R \frac{E}{2(1+\nu)\lambda} \left[\frac{\partial u}{\partial \xi} + \frac{\partial w}{\partial R} \right] \right\} + \\ & + R \frac{\partial}{\partial \xi} \left\{ \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)\lambda} \left[\frac{\nu u}{R} + \nu \frac{\partial u}{\partial R} + (1-\nu) \frac{\partial w}{\partial \xi} \right] \right\} = 0.\end{aligned}$$

Після деяких перетворень система рівнянь набуде такого вигляду:

$$\begin{cases} (1-\nu) \left(\frac{\partial^2 u}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial u}{\partial R} - \frac{u}{R^2} \right) + \frac{1-2\nu}{2} \frac{\partial^2 u}{\partial \xi^2} + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 w}{\partial R \partial \xi} = 0 \\ \frac{\partial^2 w}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial w}{\partial R} + \frac{2(1-\nu)}{1-2\nu} \frac{\partial^2 w}{\partial \xi^2} + \frac{1}{1-2\nu} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial R \partial \xi} + \frac{1}{R} \frac{\partial u}{\partial \xi} \right) = 0. \end{cases}\quad (2.23)$$

Представимо переміщення u і w у такому вигляді:

$$\begin{aligned} u &= \lambda U e^{-t\xi}; \\ w &= \lambda W e^{-t\xi}, \end{aligned} \quad (2.24)$$

де U, W – шукані функції безрозмірної координати R ,

t – довільний параметр.

Скористаємось методом відокремлених змінних в рівняннях з частинними похідними і приведемо систему (2.23) до системи звичайних диференціальних рівнянь. Для цього підставляємо вирази (2.24) у рівняння (2.23). Отримаємо систему двох звичайних диференціальних рівнянь відносно невідомих функцій U, W у вигляді

$$\begin{cases} (1-\nu) \left(\frac{d^2 U}{dR^2} + \frac{1}{R} \frac{dU}{dR} - \frac{U}{R^2} \right) + \frac{1-2\nu}{2} t^2 U - \frac{1}{2} t \frac{dW}{dR} = 0; \\ \frac{d^2 W}{dR^2} + \frac{1}{R} \frac{dW}{dR} + \frac{2(1-\nu)}{1-2\nu} t^2 W - \frac{t}{1-2\nu} \left(\frac{dU}{dR} - \frac{U}{R} \right) = 0. \end{cases} \quad (2.25)$$

Зведемо систему диференціальних рівнянь четвертого порядку (2.25) до одного ключового рівняння. Для цього продиференціюємо друге рівняння системи (2.25) по R :

$$\frac{d^3 W}{dR^3} - \frac{1}{R} \frac{dW}{dR} + \frac{1}{R} \frac{d^2 W}{dR^2} + \frac{2(1-\nu)}{1-2\nu} t^2 \frac{dW}{dR} - \frac{t}{1-2\nu} \left(\frac{d^2 U}{dR^2} + \frac{1}{R} \frac{dU}{dR} - \frac{U}{R^2} \right) = 0,$$

звідки

$$\frac{t}{1-2\nu} \left(\frac{d^2 U}{dR^2} + \frac{1}{R} \frac{dU}{dR} - \frac{U}{R^2} \right) = \frac{d^3 W}{dR^3} - \frac{1}{R^2} \frac{dW}{dR} + \frac{1}{R} \frac{d^2 W}{dR^2} + \frac{2(1-\nu)}{1-2\nu} t^2 \frac{dW}{dR}.$$

Підставивши отриману залежність у перше рівняння системи (2.25), отримуємо функцію U у такому вигляді:

$$U = -\frac{2(1-\nu)}{t^3} \left(\frac{d^3 W}{dR^3} + \frac{1}{R} \frac{d^2 W}{dR^2} - \frac{1}{R^2} \frac{dW}{dR} \right) - \frac{3-2\nu}{t} \frac{dW}{dR}. \quad (2.26)$$

Підставляючи функцію U у друге рівняння системи (2.25), отримаємо рівняння четвертого порядку відносно функції W у вигляді:

$$\frac{d^4 W}{dR^4} + \frac{2}{R} \frac{d^3 W}{dR^3} - \left(\frac{1}{R^2} - 2t^2 \right) \frac{d^2 W}{dR^2} + \left(\frac{1}{R^3} + \frac{2t^2}{R} \right) \frac{dW}{dR} + t^4 W = 0. \quad (2.27)$$

Представимо рівняння (2.17) у більш зручному вигляді:

$$\left(\frac{d^2}{dR^2} + \frac{1}{R} \frac{d}{dR} + t^2 \right) \left(\frac{d^2 W}{dR^2} + \frac{1}{R} \frac{dW}{dR} + t^2 W \right) = 0. \quad (2.28)$$

Напружено-деформований стан циліндричної оболонки (рис.2.3) може бути визначений при розв'язанні рівняння (2.28) із використанням співвідношень (2.22), (2.24) і граничних умов.

2.2.3 Аналіз напружено-деформованого стану труб

Розглянемо пружну рівновагу товстостінної циліндричної оболонки, що навантажена сталим внутрішнім тиском $p_в$ і зовнішнім нерівномірно розподіленим навантаженням (див.рис.2.3), що визначається, наприклад, експоненційною функцією $p_3(z) = Me^{-tz}$.

При такому навантаженні граничні умови на циліндричних поверхнях оболонки мають вигляд:

$$\text{- при } R = r_0/\lambda, \quad \sigma_\rho = -p_3(z) = -Me^{-tz} \quad (2.29)$$

$$\text{- при } R = r_1/\lambda, \quad \sigma_\rho = -p_B.$$

Запишемо розв'язок рівняння (2.28) у вигляді

$$W(R) = A_1 I_0(tR) + A_2 Y_0(tR) + A_3 R I_1(tR) + A_4 R Y_1(tR), \quad (2.30)$$

де A_1, A_2, A_3, A_4 – сталі інтегрування; $I_0(tR), I_1(tR), Y_0(tR), Y_1(tR)$ – функції Бесселя відповідно першого і другого роду нульового і першого порядку.

Запишемо рекурентні співвідношення для похідних від функцій Бесселя першого і другого роду [85,86,87]:

$$\frac{d}{d(tR)} I_0(atR) = -a I_1(atR);$$

$$\frac{d}{d(tR)} Y_0(atR) = -aY_1(atR); \quad (2.31)$$

$$\frac{d}{d(tR)} I_1(atR) = aI_0(atR) - \frac{1}{tR} I_1(tR);$$

$$\frac{d}{d(tR)} Y_1(atR) = aY_0(atR) - \frac{1}{tR} Y_1(tR).$$

Використовуючи рекурентні співвідношення (2.31), визначимо похідні для функції $W(R)$, яка визначена співвідношенням (2.30). Вони матимуть такий вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{dW(R)}{dR} &= -A_1 t I_1(tR) - A_2 t Y_1(tR) + A_3 R t I_0(tR) + A_4 R t Y_0(tR); \\ \frac{d^2}{dR^2} W(R) &= -A_1 t^2 \left[I_0(tR) - \frac{1}{tR} I_1(tR) \right] - A_2 t^2 \left[Y_0(tR) - \frac{1}{tR} Y_1(tR) \right] + \\ &\quad + A_3 t [I_0(tR) - R t I_1(tR)] + A_4 t [Y_0(tR) - R t Y_1(tR)]; \\ \frac{d^3}{dR^3} W(R) &= A_1 t^3 \left[\frac{1}{tR} I_0(tR) + \left(1 - \frac{2}{R^2 t^2} \right) I_1(tR) \right] + \\ &\quad + A_2 t^3 \left[\frac{1}{Rt} Y_0(tR) + \left(1 - \frac{2}{R^2 t^2} \right) Y_1(tR) \right] - A_3 t^2 [R t I_0(tR) + I_1(tR)] - \\ &\quad - A_4 t^2 [R t Y_0(tR) + Y_1(tR)]. \end{aligned} \quad (2.32)$$

Підставляючи співвідношення (2.32) у формулу (2.26), отримаємо аналітичний вираз функції $U(R)$ у вигляді:

$$\begin{aligned} U(R) &= A_1 I_1(tR) + A_2 Y_1(tR) - A_3 \left[R I_0(tR) - \frac{4(1-\nu)}{t} I_1(tR) \right] - \\ &\quad - A_4 \left[R Y_0(tR) - \frac{4(1-\nu)}{t} Y_1(tR) \right]. \end{aligned} \quad (2.33)$$

Підставивши формули (2.30) і (2.33) у формули (2.24) отримаємо вирази для визначення переміщень u і w у такому вигляді:

$$u = \lambda \left\{ A_1 I_1(tR) + A_2 Y_1(tR) - A_3 \left[R I_0(tR) - \frac{4(1-\nu)}{t} I_1(tR) \right] - \right.$$

$$- A_4 \left[RY_0(tR) - \frac{4(1-\nu)}{t} Y_1(tR) \right] \} \cdot e^{-t\xi} \quad (2.34)$$

$$w = \lambda [A_1 I_0(tR) + A_2 Y_0(tR) + A_3 R I_1(tR) + A_4 R Y_1(tR)] \cdot e^{-t\xi}$$

Із використанням рівнянь (2.22) і (2.34), виконавши деякі перетворення, одержимо вирази, що визначають напружений стан циліндричної оболонки. Ці співвідношення мають такий вигляд:

- радіальні напруження

$$\begin{aligned} \sigma_\rho = & \frac{E}{1+\nu} \left\{ A_1 t \left[I_0(tR) - \frac{1}{tR} I_1(tR) \right] + A_2 t \left[Y_0(tR) - \frac{1}{tR} Y_1(tR) \right] + \right. \\ & + A_3 \left[(3-2\nu) I_0(tR) + \left(tR - \frac{4(1-\nu)}{tR} \right) I_1(tR) \right] + \\ & \left. + A_4 \left[(3-2\nu) Y_0(tR) + \left(tR - \frac{4(1-\nu)}{tR} \right) Y_1(tR) \right] \right\} \cdot e^{-t\xi}; \end{aligned} \quad (2.35)$$

- колові напруження

$$\begin{aligned} \sigma_\varphi = & \frac{E}{1+\nu} \left\{ A_1 \frac{1}{R} I_1(tR) + A_2 \frac{1}{R} Y_1(tR) - A_3 \left[(1-2\nu) I_0(tR) - \frac{4(1-\nu)}{tR} I_1(tR) \right] - \right. \\ & \left. - A_4 \left[(1-2\nu) Y_0(tR) - \frac{4(1-\nu)}{tR} Y_1(tR) \right] \right\} e^{-t\xi}; \end{aligned} \quad (2.36)$$

- осьові напруження

$$\begin{aligned} \sigma_z = & -\frac{E}{1+\nu} \left\{ A_1 t I_0(tR) + A_2 t Y_0(tR) - A_3 [2\nu I_0(tR) - tR I_1(tR)] - \right. \\ & \left. - A_4 [2\nu Y_0(tR) - tR Y_1(tR)] \right\} \cdot e^{-t\xi}. \end{aligned} \quad (2.37)$$

Таким чином, напружений стан оболонки характеризують радіальні σ_ρ , колові σ_φ та осьові σ_z напруження, які визначаємо, користуючись відповідно виразами (2.35), (2.36), (2.37).

Визначимо напружено-деформований стан циліндричної оболонки, що відповідає граничним умовам (2.29).

Складемо систему двох алгебраїчних рівнянь, підставляючи відповідно (2.35), (2.36) і (2.37) в граничні умови (2.29):

$$\begin{cases} a_{11}A_1 + a_{12}A_2 = \alpha_1 \\ a_{21}A_1 + a_{22}A_2 = \alpha_2 \end{cases} \quad (2.38)$$

Тут введені такі позначення:

- співвідношення (2.35) з врахуванням граничної умови (2.29) $\sigma_\rho = -p_\rho$:

$$\begin{aligned} a_{11} &= t \left[I_0(tR_1) - \frac{1}{tR_1} I_1(tR_1) \right], & a_{12} &= t \left[Y_0(tR_1) - \frac{1}{tR_1} I_1(tR_1) \right], \\ \alpha_1 &= -\frac{1+\nu}{E} p_\rho(z) e^{t\xi}; \end{aligned} \quad (2.39)$$

- співвідношення (2.35) з врахуванням граничної умови (2.29)

$$\sigma_\rho = -p_3(z) = -M \cdot e^{-tz} :$$

$$\begin{aligned} a_{21} &= t \left[I_0(tR_2) - \frac{1}{tR_2} I_1(tR_2) \right], & a_{22} &= t \left[Y_0(tR_2) - \frac{1}{tR_2} Y_1(tR_2) \right], \\ \alpha_2 &= -M \frac{1+\nu}{E}. \end{aligned} \quad (2.40)$$

Коефіцієнти при сталих інтегрування A_1, A_2 визначимо з виразів (2.39–2.40).

Визначивши з системи рівнянь (2.38) сталі інтегрування A_1, A_2 , задовольняємо граничні умови (2.29) на бічних циліндричних поверхнях.

Необхідно зауважити, що врахування граничних умов на торцях оболонки суттєво ускладнює розрахунки і призводить до того, що вирази для визначення напружено-деформованого стану циліндричної оболонки стають досить громіздкими. Крім того, граничні умови на торцях мають не надто суттєвий вплив на напружено-деформований стан оболонки. Тому для інженерних розрахунків обмежимося використанням компактних розв'язків (2.34 – 2.37), що задовольняють граничні умови на бічній циліндричній поверхні оболонки.

2.2.4 Часткові випадки напружено-деформованого стану обсадної труби

1. Знайдемо напруження і переміщення довгого кругового порожнинного циліндра (обсадної колони), який знаходиться під дією нормальних зовнішнього p_3 і внутрішнього p_B тисків, рівномірно розподілених вздовж бічної поверхні.

Позначивши компоненти тензора напружень у довільній точці циліндра в циліндричних координатах ρ, φ, z як

$$\left. \begin{array}{lll} \sigma_\rho, & \tau_{\rho\varphi}, & \tau_{\rho z}, \\ \tau_{\varphi\rho}, & \sigma_\varphi, & \tau_{\varphi z}, \\ \tau_{z\rho}, & \tau_{z\varphi}, & \sigma_z \end{array} \right\},$$

та зважаючи, що у даному випадку полярно-симетрична задача і є дві крайові умови $\sigma_{\rho=r_1} = -p_B$ і $\sigma_{\rho=r_0} = -p_3$, приймаємо функцію напружень у формі

$$\psi = A \ln \rho + C\rho^2.$$

Згідно з формулами

$$\begin{aligned} \sigma_\rho &= \frac{1}{\rho} \frac{d\psi}{d\rho} = \frac{A}{\rho^2} + B(1 + 2 \ln \rho) + 2C, \\ \sigma_\varphi &= \frac{d^2\psi}{d\rho^2} = -\frac{A}{\rho^2} + B(3 + 2 \ln \rho) + 2C, \\ \tau_{\rho\varphi} &= \tau_{\varphi\rho} = 0, \end{aligned}$$

напруження будуть дорівнювати:

$$\sigma_\rho = \frac{A}{\rho^2} + 2C, \quad \sigma_\varphi = -\frac{A}{\rho^2} + 2C, \quad \tau_{\rho\varphi} = \tau_{\varphi\rho} = 0.$$

Використовуючи крайові умови напруження будуть дорівнювати:

$$A = \frac{r_1^2 r_0^2 (p_3 - p_B)}{r_0^2 - r_1^2}, \quad 2C = \frac{r_1^2 p_B - r_0^2 p_3}{r_0^2 - r_1^2},$$

звідки

$$\begin{aligned} \sigma_\rho &= \frac{1}{r_0^2 - r_1^2} \left[r_1^2 p_B - r_0^2 p_3 + \frac{r_1^2 r_0^2}{\rho^2} (p_3 - p_B) \right], \\ \sigma_\varphi &= \frac{1}{r_0^2 - r_1^2} \left[r_1^2 p_B - r_0^2 p_3 - \frac{r_1^2 r_0^2}{\rho^2} (p_3 - p_B) \right]. \end{aligned}$$

Якщо u_ρ, u_φ, u_z – компоненти переміщень (див.рис.2.4), то для визначення переміщення u_ρ ($u_\varphi = 0$) треба проінтегрувати рівняння

$$e_{\rho\rho} = \frac{1}{E}(\sigma_\rho - \nu\sigma_\varphi), \quad e_{\varphi\varphi} = \frac{1}{E}(\sigma_\varphi - \nu\sigma_\rho), \quad e_{\rho\varphi} = \frac{2(1+\nu)}{E}\tau_{\rho\varphi} \quad (2.41)$$

з врахуванням рівнянь (2.17) та співвідношень $\nu_1 = \frac{\nu}{1-\nu}$, $E_1 = \frac{E}{1-\nu^2}$.

Рівняння (2.41) для даної задачі мають вигляд:

$$E_1 \frac{du_\rho}{d\rho} = \sigma_\rho - \nu_1 \sigma_\varphi, \quad E_1 \frac{u_\rho}{\rho} = \sigma_\varphi - \nu_1 \sigma_\rho. \quad (2.42)$$

З рівнянь (2.42) отримуємо

$$u_\rho = \frac{1}{2G(r_0^2 - r_1^2)} \left[(1-2\nu)(r_1^2 p_B - r_0^2 p_3) \rho + \frac{r_1^2 r_0^2}{\rho} (p_B - p_3) \right].$$

2. Визначимо напруження і переміщення кругового порожнинного циліндра довжиною h (обсадної труби), який знаходиться під дією нормальних зовнішнього p_3 і внутрішнього p_B тисків, рівномірно розподілених по бічній поверхні та опирається на абсолютно жорстку і гладку площину.

У випадку осесиметричної деформації тіл обертання напруження і деформації виражаються через одну бігармонічну функцію $\psi_3 = \psi$:

$$\begin{aligned} 2Gu_\rho &= -\frac{\partial^2 \psi}{\partial \rho \partial z}; \quad u_\varphi = 0; \\ 2Gu_z &= \left[2(1-\nu)\nabla^2 - \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right] \psi + \delta; \\ \sigma_\rho &= \frac{\partial}{\partial z} \left(\nu \nabla^2 - \frac{\partial^2}{\partial \rho^2} \right) \psi; \quad \tau_{\rho\varphi} = \tau_{\rho\varphi} = \tau_{z\rho} = \tau_{\varphi z} = 0; \\ \sigma_\varphi &= \frac{\partial}{\partial z} \left(\nu \nabla^2 - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial}{\partial \rho} \right) \psi; \\ \sigma_z &= \frac{\partial}{\partial z} \left[(2-\nu)\nabla^2 - \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right] \psi; \\ \tau_{z\rho} = \tau_{\rho z} &= \frac{\partial}{\partial \rho} \left[(1-\nu)\nabla^2 - \frac{\partial}{\partial z^2} \right] \psi, \end{aligned}$$

де

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial \rho^2} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial}{\partial \rho} + \frac{\partial^2}{\partial z^2};$$

δ – довільна постійна.

Підстановкою перевіряємо, що при заданій системі напружень задовольняються два рівняння рівноваги (2.15) і чотири рівняння нерозривності деформацій (2.18), якщо $\nabla^2 \nabla^2 \psi = 0$.

Для визначення функції ψ вигідно задати її у вигляді степенного скінченного ряду змінної z , коефіцієнтами якого є невідомі функції ρ :

$$\psi(z, \rho) = \sum_{k=0}^4 f_k(\rho) z^k = f_0(\rho) + f_1(\rho) z + f_2(\rho) z^2 + f_3(\rho) z^3 + f_4(\rho) z^4.$$

Підставляючи цей вираз в бігармонічний оператор

$$\begin{aligned} \nabla^2 \nabla^2 \psi = \\ = \left(\frac{\partial^4}{\partial \rho^4} + \frac{2}{\rho} \cdot \frac{\partial^3}{\partial \rho^3} - \frac{1}{\rho^2} \cdot \frac{\partial^2}{\partial \rho^2} + \frac{1}{\rho^3} \cdot \frac{\partial}{\partial \rho} + 2 \frac{\partial^4}{\partial \rho^2 \partial z^2} + \frac{2}{\rho} \cdot \frac{\partial^3}{\partial \rho \partial z^2} + \frac{\partial^4}{\partial z^4} \right) \psi = 0 \end{aligned}$$

і прирівнюючи до нуля коефіцієнти при однакових степенях z , отримуємо диференціальні рівняння для визначення невідомих функцій f_i . Ці рівняння ейлеровського типу і інтегруються в елементарних функціях. Результат інтегрування виражається формулами:

$$\begin{aligned} f_0(\rho) = & A_0 + B_0 \ln \rho + C_0 \rho^2 + D_0 \rho^2 \ln \rho + \\ & + \frac{1}{4} \left(\frac{9}{4} B_4 + \frac{1}{2} D_2 - \frac{3}{2} A_4 - C_2 \right) \rho^4 - \frac{1}{8} (3B_4 + 2D_2) \rho^4 \ln \rho + \\ & + \frac{1}{8} \left(C_4 - \frac{5}{6} D_4 \right) \rho^6 + \frac{D_4}{8} \rho^6 \ln \rho; \end{aligned}$$

$$f_1(\rho) = A_1 + B_1 \ln \rho + C_1 \rho^2 + D_1 \rho^2 \ln \rho + \frac{3}{4} \left(\frac{D_3}{2} - C_3 \right) \rho^4 - \frac{3}{4} D_3 \rho^4 \ln \rho;$$

$$f_2(\rho) = A_2 + B_2 \ln \rho + C_2 \rho^2 + D_2 \rho^2 \ln \rho + \frac{3}{2} \left(\frac{D_4}{2} - C_4 \right) \rho^4 - \frac{3}{2} D_4 \rho^4 \ln \rho;$$

$$f_3(\rho) = A_3 + B_3 \ln \rho + C_3 \rho^2 + D_3 \rho^2 \ln \rho;$$

$$f_4(\rho) = A_4 + B_4 \ln \rho + C_4 \rho^2 + D_4 \rho^2 \ln \rho.$$

Для крайових умов маємо:

$$\text{при } \rho = r_1 \Rightarrow \sigma_\rho = -p_B, \quad \tau_{\rho z} = 0;$$

$$\text{при } \rho = r_0 \Rightarrow \sigma_\rho = -p_3, \quad \tau_{\rho z} = 0;$$

$$\text{при } z = 0 \Rightarrow \sigma_z = \tau_{z\rho} = 0;$$

$$\text{при } z = h \Rightarrow u_z = 0.$$

Аналіз функції ψ і крайових умов дозволяє зробити наступні висновки:

1) функція ψ залежить від непарних функцій f_n . Парні функції характеризують тиск, пропорційний першій степені z ;

2) щоб $\tau_{\rho z} = 0$ при $\rho = r_1, \rho = r_0$, повинні дорівнювати нулю константи D_1, B_3, C_3, D_3 ;

3) постійна A_1 не впливає на напружений та деформований стан.

Беручи до уваги перераховані умови, отримаємо

$$\psi(z, \rho) = (B_1 \ln \rho + C_1 \rho^2) z + A_3 z^3. \quad (2.43)$$

Складаючи вирази для напружень і переміщень та задовольняючи крайовим умовам, знаходимо:

$$B_1 = \frac{p_3 - p_B}{r_0^2 - r_1^2} r_1^2 r_0^2; \quad C_1 = \frac{(1-\nu)(p_3 r_0^2 - p_B r_1^2)}{2(1+\nu)(r_0^2 - r_1^2)};$$

$$A_3 = -\frac{(2-\nu)(p_3 r_0^2 - p_B r_1^2)}{3(1+\nu)(r_0^2 - r_1^2)}; \quad \delta = -\frac{\nu(p_3 r_0^2 - p_B r_1^2)h}{G(1+\nu)(r_0^2 - r_1^2)}.$$

Переміщення і напруження будуть дорівнювати:

$$u_\rho = -\frac{1}{2G(r_0^2 - r_1^2)} \left[\frac{(p_3 - p_B) r_1^2 r_0^2}{\rho} + \frac{(1-\nu)(p_3 r_0^2 - p_B r_1^2)}{1+\nu} \rho \right];$$

$$u_z = \frac{\nu(p_3 r_0^2 - p_B r_1^2)}{G(1+\nu)(r_0^2 - r_1^2)} (z - h);$$

$$\sigma_{\rho} = \frac{r_1^2 r_0^2}{r_0^2 - r_1^2} \frac{p_3 - p_B}{\rho^2} - \frac{p_3 r_0^2 - p_B r_1^2}{r_0^2 - r_1^2};$$

$$\sigma_{\varphi} = -\frac{r_1^2 r_0^2}{r_0^2 - r_1^2} \frac{p_3 - p_B}{\rho^2} - \frac{p_3 r_0^2 - p_B r_1^2}{r_0^2 - r_1^2};$$

$$\sigma_z = \tau_{z\rho} = 0.$$

2.3 Визначення напруженого стану труби, зумовленого залишковими деформаціями

2.3.1 Розрахункова схема

Розрахунок напруженого стану обсадних труб потрібно виконувати з урахуванням не лише експлуатаційних чинників, але й внутрішніх збурених напружено-деформованих станів.

Для дослідження напруженого стану труби, в якій внаслідок певних чинників виникли залишкові деформації, застосовуємо рівняння уточненої теорії оболонок типу Тимошенка з урахуванням податливості матеріалу на зсув та обтиснення [84,88]. Трубу круглого поперечного перерізу з товщиною стінки $2h$ моделюємо скінченою циліндричною оболонкою радіусом R , серединна поверхня S якої (поверхня, рівновіддалена від лицевих поверхонь S^{\pm}) віднесена до ліній кривизни α_1 (твірні оболонки) і α_2 (напрямні оболонки). Введемо безрозмірні координати α ($\alpha = \alpha_1$ - безрозмірна довжина твірної) і φ ($\varphi = \alpha_2$ - центральний кут дуги напрямної). Вісь z спрямуємо від осі оболонки по радіусу (зовнішньої нормалі до серединної поверхні) (рис.2.7). Початок координат вибрано в точці серединної поверхні всередині кільцевої зони $-h \leq \alpha \leq h$ труби, де локалізовано поле залишкових деформацій. Припускаємо симетричний відносно осі α циліндричної оболонки розподіл залишкових деформацій, причому

$$\varepsilon_{12}^0 = \varepsilon_{23}^0 = \varepsilon_{13}^0 = 0, \quad \varepsilon_{11}^0 = k \varepsilon_{22}^0, \quad \varepsilon_{22}^0 = \varepsilon_{23}^0 \psi(\alpha), \quad (2.44)$$

$$\varepsilon_{33}^0 = -(\varepsilon_{11}^0 + \varepsilon_{22}^0) = -(1+k) \varepsilon_{22}^0, \quad k_{ij}^0 = 0.$$

Індекси 1,2,3 відповідають напрямам осей координат α, φ, z .

У формулах (4.44) величини $\varepsilon_{ij}^0, k_{ii}^0$ означають усереднені компоненти тензора дисторсії. Вони визначаються так:

$$\varepsilon_{ij}^0 = \frac{1}{2h} \int_{-h}^h e_{ij}^0 dz \quad (i, j = 1, 2, 3),$$

$$k_{ii}^0 = \frac{3}{2h^3} \int_{-h}^h e_{ij}^0 z dz \quad (i = 1, 2),$$

$$2k_{12}^0 = \frac{3}{2h^3} \int_{-h}^h e_{12}^0 z dz.$$

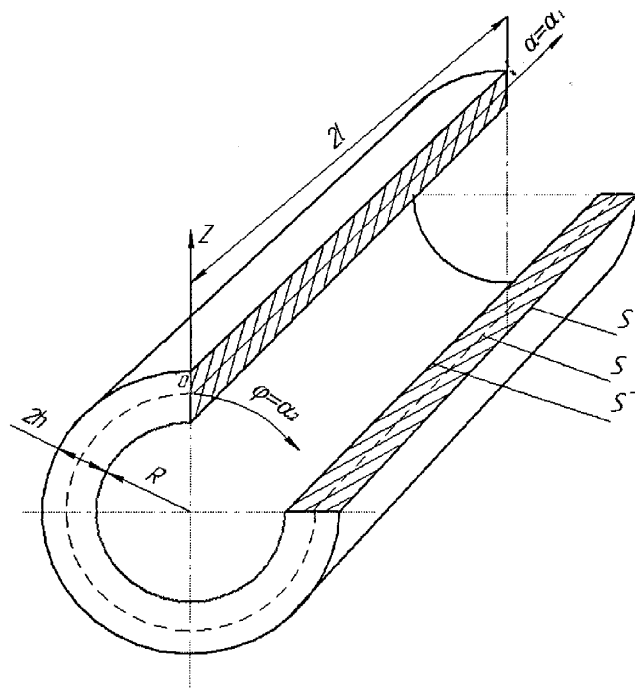


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема до п.2.3.1

Задамо функцію $\psi(\alpha)$, яка описує поле залишкових деформацій, у вигляді:

$$\psi(\alpha) = 1 - a(\alpha/b)^2 - (1-a)(\alpha/b)^4, \quad 0 \leq \alpha \leq b, \quad (2.45)$$

де b – відносна півширина зони залишкових деформацій. На проміжку $b < \alpha \leq L$ функція $\psi(\alpha) = 0$. Використаємо такі позначення:

$\alpha = x/R$ – безрозмірна осьова координата;

ε_0^* – максимальні залишкові деформації;

a, k – деякі сталі параметри;

$2l$ – довжина оболонки;

$$L = l/R.$$

Компоненти повної деформації e_{ij} ($i, j = 1, 2, 3$) у довільній точці оболонки при виведенні основних рівнянь подаємо у вигляді:

$$e_{ij} = e_{ij}^e + e_{ij}^0, \quad (2.46)$$

де e_{ij}^0 – компоненти тензора залишкової деформації; e_{ij}^e – компоненти тензора додаткової деформації, які забезпечують нерозривність компонентів тензора повної деформації e_{ij} і пов'язані з компонентами тензора напружень σ_{ij} співвідношеннями закону Гука.

У випадку ортотропного матеріалу згідно з прийнятою моделлю ці співвідношення мають вигляд [84,88,89]:

$$\begin{aligned} e_{11}^e &= \frac{1}{E_1} \sigma_{11} - \frac{\nu_{12}}{E_2} \sigma_{22} - \frac{\nu_{13}}{E_3} \sigma_{33}, & e_{13}^e &= \frac{1}{G_{13}} \sigma_{13}, \\ e_{22}^e &= -\frac{\nu_{21}}{E_1} \sigma_{11} + \frac{1}{E_2} \sigma_{22} - \frac{\nu_{23}}{E_3} \sigma_{33}, & e_{23}^e &= \frac{1}{G_{23}} \sigma_{23}, \\ e_{33}^e &= -\frac{\nu_{31}}{E_1} \sigma_{11} - \frac{\nu_{32}}{E_2} \sigma_{22} + \frac{1}{E_3} \sigma_{33}, & e_{12}^e &= \frac{1}{G_{12}} \sigma_{12}, \end{aligned} \quad (2.47)$$

де E_1, E_2, E_3 – модулі пружності за напрямками координатних осей;

$\nu_{12}, \nu_{13}, \dots, \nu_{32}$ – коефіцієнти Пуассона (перший індекс показує напрям поперечної зміни елемента шару, другий – напрям дії напруження);

$G_{12} = G_{21}, G_{13} = G_{31}, G_{23} = G_{32}$ – модулі зсуву, які характеризують зміну кутів між головними напрямками.

Для коефіцієнтів рівнянь (2.47) завдяки симетрії виконуються такі залежності: $E_1 \nu_{12} = E_2 \nu_{21}, E_3 \nu_{31} = E_1 \nu_{13}, E_3 \nu_{32} = E_2 \nu_{23}$. Запишемо

співвідношення (2.47) в іншій формі

$$\begin{aligned} \sigma_{11} &= E_1^0 (e_{11}^e + \nu_{12} e_{22}^e) + \lambda_1, & \sigma_{13} &= G_{13} e_{13}^e, \\ \sigma_{22} &= E_2^0 (e_{22}^e + \nu_{21} e_{11}^e) + \lambda_2, & \sigma_{23} &= G_{23} e_{23}^e, \\ \sigma_{33} &= E_3^0 (e_{33}^e + \lambda_1 e_{11}^e + \lambda_2 e_{22}^e), & \sigma_{12} &= G_{12} e_{12}^e. \end{aligned} \quad (2.48)$$

Підставляючи (2.46) в (2.48) одержимо

$$\begin{aligned}\sigma_{11} &= E_1^0 (e_{11} + \nu_{12} e_{22}) + \lambda_1 \sigma_{33} - E_1^0 (e_{11}^0 + \nu_{12} e_{22}^0), \\ \sigma_{22} &= E_2^0 (e_{22} + \nu_{21} e_{11}) + \lambda_2 \sigma_{33} - E_2^0 (e_{22}^0 + \nu_{21} e_{11}^0), \\ \sigma_{33} &= E_3^0 (e_{33} + \lambda_1 e_{11} + \lambda_2 e_{22}) - E_3^0 (e_{33}^0 + \lambda_1 e_{11}^0 + \lambda_2 e_{22}^0), \\ \sigma_{13} &= G_{13} e_{13} - G_{13} e_{13}^0, \\ \sigma_{23} &= G_{23} e_{23} - G_{23} e_{23}^0, \\ \sigma_{12} &= G_{12} e_{12} - G_{12} e_{12}^0.\end{aligned}$$

Тут використано такі позначення:

$$\begin{aligned}E_1^0 &= \frac{E_1}{1 - \nu_{12} \nu_{21}}, & E_2^0 &= \frac{E_2}{1 - \nu_{12} \nu_{21}}, \\ E_3^0 &= \frac{E_3 (1 - \nu_{12} \nu_{21})}{1 - \nu_{21} \nu_{12} - \nu_{31} \nu_{13} - \nu_{23} \nu_{32} - 2\nu_{31} \nu_{12} \nu_{13}}, & (2.49) \\ \lambda_1 &= \frac{\nu_{31} + \nu_{32} \nu_{12}}{1 - \nu_{12} \nu_{21}} \cdot \frac{E_1}{E_2}, & \lambda_2 &= \frac{\nu_{21} \nu_{13} + \nu_{23}}{1 - \nu_{12} \nu_{21}} \cdot \frac{E_2}{E_3}.\end{aligned}$$

У випадку трансверсально ізотропного матеріалу вирази (2.43) для пружних сталих спрощуються і набувають вигляду:

$$\begin{aligned}E_1^0 &= E_2^0 = E_0 = \frac{E}{1 - \nu^2}, & \nu_{13} &= \nu', & E_3 &= E', \\ E_3^0 &= E_0' = \frac{(1 - \nu)E'}{1 - \nu - 2(\nu')^2 E/E'}, & \lambda_1 &= \lambda_2 = \lambda = \frac{E}{E'} \cdot \frac{\nu'}{1 - \nu}, & (2.50) \\ G_{13} &= G_{23} = G', & G_{12} &= G = \frac{E}{2(1 + \nu)}.\end{aligned}$$

Тут E і E' – модулі Юнга в площадках ізотропії і перпендикулярних до неї напрямках;

ν – коефіцієнт Пуассона, який характеризує скорочення елемента шару за напрямками ізотропії при розтягуванні його у цих напрямках;

ν' – коефіцієнт Пуассона, який характеризує скорочення елемента у напрямку, перпендикулярному до площадок ізотропії, за розтягу у напрямках ізотропії;

$G = \frac{E}{2(1+\nu)}$ – модуль зсуву у площадках ізотропії;

G' – модуль зсуву у напрямках, перпендикулярних до площадок ізотропії.

Для трансверсально-ізотропного шару незалежними є такі пружні характеристики: E, E', ν, ν', G, G' .

Для ізотропного матеріалу маємо:

$$E' = E, \quad \nu' = \nu, \quad G' = G = \frac{E}{2(1+\nu)}, \quad (2.51)$$

$$E_0 = \frac{E}{1-\nu^2}, \quad \lambda = \frac{\nu}{1-\nu}, \quad E'_0 = \frac{(1-\nu)E}{(1+\nu)(1-2\nu)}.$$

2.3.2 Вихідні співвідношення для визначення напруженого стану труби, зумовленого залишковими деформаціями

Запишемо вихідні співвідношення для визначення напруженого стану труби, зумовленого залишковими деформаціями. Рівняння рівноваги мають вигляд [89]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \alpha} N_1 + \frac{\partial}{\partial \varphi} N_{12} + 2R\sigma_1^- &= 0, \\ \frac{\partial}{\partial \varphi} N_2 + \frac{\partial}{\partial \alpha} N_{12} + Q_2 + 2R\sigma_1^- &= 0, \\ \frac{\partial}{\partial \alpha} M_1 + \frac{\partial}{\partial \varphi} M_{12} - RQ_1 + 2R\sigma_1^+ &= 0, \\ \frac{\partial}{\partial \varphi} M_2 + \frac{\partial}{\partial \alpha} M_{12} - RQ_2 + 2hR\sigma_2^+ &= 0, \\ \frac{\partial}{\partial \alpha} Q_1 + \frac{\partial}{\partial \varphi} Q_2 - N_2 + 2R\sigma_3^- &= 0, \end{aligned} \quad (2.52)$$

де $\sigma_1^-, \sigma_1^+, \sigma_2^+, \sigma_3^-$ – напруження на лицевих поверхнях;

$N_1, N_2, N_{12}, Q_1, Q_2, M_1, M_2, M_{12}$ – узагальнені зусилля і моменти (характеристики напруженого стану серединної поверхні).

Співвідношення для цих зусиль і моментів такі [89]:

$$N_1 = \frac{B_1}{R} \left(\frac{\partial u}{\partial \alpha} + \nu_{12} \left(\frac{\partial \nu}{\partial \varphi} \right) \right) + 2h\lambda_1 \sigma_3^+ - B_1 \left(\varepsilon_{11}^0 + \nu_{12} \varepsilon_{22}^0 \right),$$

$$\begin{aligned}
N_2 &= \frac{B_2}{R} \left(\frac{\partial v}{\partial \varphi} + \nu_{12} \left(\frac{\partial u}{\partial \alpha} \right) \right) + 2h\lambda_2 \sigma_3^- - B_{21} (\varepsilon_{22}^0 + \nu_{21} \varepsilon_{11}^0), \\
M_1 &= \frac{D_1 h}{R} \left(\frac{\partial \gamma_1}{\partial \alpha} + \nu_{12} \frac{\partial \gamma_2}{\partial \varphi} \right) + \frac{2}{3} \lambda_1 h^2 \sigma_3^+ - D_1 (k_{11}^0 + \nu_{21} k_{11}^0), \\
M_2 &= \frac{D_2 h}{R} \left(\frac{\partial \gamma_2}{\partial \alpha} + \nu_{21} \frac{\partial \gamma_1}{\partial \varphi} \right) + \frac{2}{3} \lambda_2 h^2 \sigma_3^- - D_2 (k_{22}^0 + \nu_{21} k_{11}^0), \\
N_{12} &= \frac{D_{12}}{R} \left(\frac{\partial u}{\partial \varphi} + \frac{\partial v}{\partial \alpha} \right) - D_{12} \varepsilon_{12}^0, \\
M_{12} &= \frac{D_{12} h}{R} \left(\frac{\partial \gamma_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial \gamma_2}{\partial \alpha} \right) - D_{12} k_{12}^0, \\
Q_1 &= \Lambda'_1 \left(\gamma_1 + \frac{1}{R} \cdot \frac{\partial w}{\partial \alpha} \right) - \frac{2}{3} h \sigma_1^+ - \Lambda'_1 \varepsilon_{13}^0, \\
Q_2 &= \Lambda'_2 \left(\gamma_2 + \frac{1}{R} \cdot \frac{\partial w}{\partial \varphi} \right) - \frac{2}{3} h \sigma_2^+ - \Lambda'_2 \varepsilon_{23}^0,
\end{aligned} \tag{2.53}$$

де γ_i – узагальнені кути повороту нормалі до серединної поверхні;

$$\begin{aligned}
B_1 &= \frac{2E_1 h}{1 - \nu_{12} \nu_{21}}, \quad B_2 = \frac{2E_2 h}{1 - \nu_{12} \nu_{21}}, \quad D_1 = \frac{1}{3} B_1 h, \quad D_2 = \frac{1}{3} B_2 h, \\
B_{12} &= 2hG_{12}, \quad D_{12} = \frac{1}{3} B_{12} h, \quad \Lambda'_1 = \frac{2}{3} h k' G_{13}, \\
\Lambda'_2 &= \frac{2}{3} h k' G_{23}, \quad k' = \frac{5}{6}.
\end{aligned} \tag{2.54}$$

На підставі (2.52), (2.53) та за умови $\sigma_i^+ = 0$ ($i=1,2,3$) одержуємо ключову систему рівнянь для циліндричних оболонок, напружений стан яких зумовлений збуреним (дефектним) напружено-деформованим станом. Оскільки в осесиметричному випадку величини не залежать від змінної φ , а також $\nu = 0, \gamma_2 = 0$, для заданого розподілу залишкових деформацій система (2.48) набуває вигляду:

$$\begin{cases} \frac{d^2 \bar{u}}{d\alpha^2} + \nu \left(\frac{d^2 w}{d\alpha} \right) = \frac{d}{d\alpha} (\varepsilon_{11}^0 + \nu \varepsilon_{22}^0), \\ \frac{d^2 \gamma}{d\alpha^2} - \frac{R^2 \Lambda'}{Dh} \left(\gamma + \frac{d\bar{w}}{d\alpha} \right) = 0, \\ \frac{d^2 \bar{w}}{d\alpha^2} + \frac{d\gamma}{d\alpha} - \frac{B}{\Lambda'} \left(\bar{w} + \nu \frac{d\bar{u}}{d\alpha} \right) = \frac{B}{\Lambda'} (\varepsilon_{22}^0 + \nu \varepsilon_{11}^0), \end{cases} \tag{2.55}$$

де $\bar{u} = u/(R \varepsilon_0^*)$, $\bar{w} = w/(R \varepsilon_0^*)$ – безрозмірні величини осьового і нормального переміщень оболонки;

$\gamma = \gamma_1/\varepsilon_0^*$ – приведений кут повороту нормального елемента до її серединної поверхні.

Величини B, D, Λ' у формулах (2.55) для ізотропного матеріалу визначаються за такими формулами [89]:

$$B = \frac{2Eh}{1-\nu^2}, \quad D = \frac{2Eh^2}{3(1-\nu^2)} = \frac{1}{3}Bh, \quad \Lambda' = \frac{2}{3}Gh = \frac{Eh}{3(1-\nu)}. \quad (2.56)$$

Якщо вважати, що до оболонки прикладений деякий вектор фіктивного навантаження

$$\Phi(\alpha) = \left(\frac{d}{d\alpha} (\varepsilon_{11}^0 + \nu \varepsilon_{22}^0), 0, \frac{B}{\Lambda'} (\varepsilon_{22}^0 + \varepsilon_{11}^0) \right), \quad (2.57)$$

то система (2.55) еквівалентна до відповідної системи силової задачі.

Для розв'язку системи диференціальних рівнянь (2.55) встановлюємо такі граничні умови:

$$\begin{aligned} \bar{u} = 0, \quad \gamma = 0, \quad \frac{d\bar{w}}{d\alpha} = 0 \quad (\alpha = 0), \\ \bar{w} = 0, \quad \frac{d\gamma}{d\alpha} = 0, \quad \gamma + \frac{d\bar{w}}{d\alpha} = 0 \quad (\alpha = L). \end{aligned} \quad (2.58)$$

При $\alpha = 0$ виконуються умови симетрії, а при $\alpha = L$ – умови вільного краю.

2.3.3 Оцінення впливу залишкових деформацій на напружений стан труби

Комплексне врахування залишкових деформацій при розрахунку напружено-деформованого стану труб – циліндричних оболонок аналітичними методами є достатньо складним завданням [84,88,89].

Для оцінення впливу залишкових деформацій на напружений стан труби застосовуємо відомий чисельно-аналітичний метод розв'язування лінійних

крайових задач у випадку систем звичайних диференціальних рівнянь зі сталими коефіцієнтами [87,89,90].

Відповідно до цього методу систему диференціальних рівнянь (2.55) подаємо у нормальній формі Коші [86,87]:

$$\frac{dz}{d\alpha} = Az(\alpha) + \Phi(\alpha),$$

де

$$z = (z_1, \dots, z_6)^T = \left(\bar{u}, \gamma, \bar{w}, \frac{d\bar{u}}{d\alpha}, \frac{d\gamma}{d\alpha}, \frac{d\bar{w}}{d\alpha} \right)^T,$$

$$\Phi(\alpha) = (0, 0, 0, 0, f_1(\alpha), f_2(\alpha)), \quad f_1(\alpha) = -(k - \nu) \varepsilon_0^* \left(\frac{2a}{b^2} \alpha + \frac{4(1-\alpha)}{b^4} \alpha^3 \right),$$

$$f_2(\alpha) = \frac{B}{\Lambda'} (1 + \nu k) \varepsilon_0^* f(\alpha) \quad \text{при } 0 < \alpha < b, \quad (2.59)$$

$$f_1(\alpha) = f_2(\alpha) = 0 \quad \text{при } \alpha > b.$$

Матриця $A = [a_{ij}]_{i,j=1}^5$ системи (2.59) має лише такі ненульові елементи, які визначаються через геометричні і пружні характеристики оболонки:

$$a_{14} = a_{25} = a_{36} = 1, \quad a_{46} = -\nu, \quad a_{52} = a_{56} = \frac{R^2 \Lambda'}{Dh}, \quad (2.60)$$

$$a_{63} = \frac{B}{\Lambda'}, \quad a_{64} = \frac{B}{\Lambda'} \nu, \quad a_{65} = -1.$$

З врахуванням позначень (2.60) запишемо умови у вигляді

$$z_1 = 0, \quad z_2 = 0, \quad z_6 = 0 \quad (\alpha = 0), \quad (2.61)$$

$$z_3 = 0, \quad z_5 = 0, \quad z_2 + z_6 = 0 \quad (\alpha = L).$$

Наближений розв'язок крайової задачі (2.59), (2.61) в аналітичній формі буде:

$$z_i(\alpha) = \sum_{k=1}^6 C_k g_{ik}(\alpha) + \int_0^\alpha [g_{i4}(\alpha - \tau) f_1(\tau) + g_{i6}(\alpha - \tau) f_2(\tau)] d\tau, \quad i = 1, 2, \dots, 6. \quad (2.62)$$

У формулі (2.62) $g_{ij}(\alpha)$ – елементи матрицанту, які визначаємо через елементи матриці A системи (2.59). Використовуємо класичний спосіб апроксимації матрицанту матричним рядом за формулами

$$g_{ii}(\alpha) = 1 + \sum_{k=1}^M a_{ij}^{(k)} \frac{\alpha^k}{k!}, \quad g_{ij}(\alpha) = \sum_{k=1}^M a_{ij}^{(k)} \frac{\alpha^k}{k!} \quad (i \neq j; i, j = 1, 2, \dots, 6), \quad (2.63)$$

де $a_{ij}^{(k)}$ – (i, j) -й елемент матриці A^k ;

M – кількість членів матричного ряду, що апроксимує матрицант за чисельного розрахунку.

Задовольняючи умови (2.61), визначаємо невідомі сталі у формулі (2.62) з системи лінійних алгебраїчних рівнянь, тобто задовольняючи ці умови при $a = 0$ та враховуючи при цьому (2.63), знаходимо $C_1 = 0$; $C_2 = 0$; $C_6 = 0$. З умов (2.61) при $a = L$, беручи до уваги задання функцій $f_1(\alpha)$, $f_2(\alpha)$ за формулами (2.59), отримуємо систему алгебраїчних рівнянь для знаходження сталих C_3, C_4, C_5 :

$$\begin{aligned} C_3 \bar{g}_{33} + C_4 \bar{g}_{34} + C_5 \bar{g}_{35} &= I_1, \\ C_3 \bar{g}_{53} + C_4 \bar{g}_{54} + C_5 \bar{g}_{55} &= I_2, \\ C_3 (\bar{g}_{23} + \bar{g}_{63}) + C_4 (\bar{g}_{24} + \bar{g}_{64}) + C_5 (\bar{g}_{25} + \bar{g}_{65}) &= I_3, \end{aligned}$$

де

$$\begin{aligned} \bar{g}_{ij} &= g_{ij}(L), \quad I_1 = - \int_0^b (g_{34}(L-\tau)f_1(\tau) + g_{36}(L-\tau)f_2(\tau)) d\tau, \\ I_2 &= - \int_0^b (g_{54}(L-\tau)f_1(\tau) + g_{56}(L-\tau)f_2(\tau)) d\tau, \\ I_3 &= - \int_0^b (g_{24}(L-\tau)f_1(\tau) + g_{26}(L-\tau)f_2(\tau)) d\tau - \\ &\quad - \int_0^b (g_{64}(L-\tau)f_1(\tau) + g_{66}(L-\tau)f_2(\tau)) d\tau. \end{aligned}$$

Згідно з вибраною аналітичною моделлю та способом задання збуреного напружено-деформованого стану розрахунок напружень у довільній точці труби виконуємо за формулами:

$$\begin{aligned} \bar{\sigma}_{11}(\alpha, \bar{z}) &= \frac{d\bar{u}}{d\alpha} + \nu \bar{w} + \frac{h}{R} \frac{d\gamma}{d\alpha} \bar{z} + \lambda \bar{\sigma}_{33}(\alpha, \bar{z}) - (k - \nu)\psi(\alpha), \\ \bar{\sigma}_{22}(\alpha, z) &= \bar{w} + \nu \left[\frac{d\bar{u}}{d\alpha} + \frac{h}{R} \frac{d\gamma}{d\alpha} \bar{z} \right] - (1 + \nu k)\psi(\alpha) + \lambda \bar{\sigma}_{33}(\alpha, \bar{z}), \end{aligned}$$

$$\bar{\sigma}_{33}(\alpha, \bar{z}) = \frac{3\bar{E}}{E_0} (1 - \bar{z}^2) \left\{ \lambda \left[\frac{d\bar{u}}{d\alpha} + \bar{w} \right] - (1 - \lambda)(1 + k)\nu(\alpha) \right\},$$

$$\bar{\sigma}_{13}(\alpha, z) = \frac{5}{6} (1 - \nu) \left(\gamma + \frac{d\bar{w}}{d\alpha} \right) (1 - \bar{z}^2),$$

де $\bar{\sigma}_{ij} = \frac{\sigma_{ij}}{E_0 \dot{\epsilon}_0}$, $\lambda = \frac{\nu}{1 - \nu}$, $E_0 = \frac{E}{1 - \nu^2}$, $E = \frac{(1 - \nu)E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)}$ для ізотропного

матеріалу;

$$\bar{z} = z/h, \quad -h \leq z \leq h.$$

Отриманий розв'язок дає повну картину напруженого стану труби скінченної довжини за заданим початковим збуреним станом (вважається, що задано величину і розподіл залишкових деформацій). Це дає можливість виконувати розрахунок на міцність труби за заданими експлуатаційними навантаженням.

Висновки до розділу 2

1. Встановлено, що для розрахунку різьбових з'єднань на міцність необхідно брати до уваги закономірність розподілу внутрішніх нормальних сил, які виникають в поперечних перерізах елементів різьбових з'єднань. Для цього розглянуто два випадки передачі осьового зусилля з однієї труби на іншу за допомогою гострокутної різьби: 1) розтягнуті труба і муфта; 2) розтягнута труба і стиснена муфта. Побудовано графіки розподілу внутрішніх нормальних сил, а також інтенсивності розподілу зовнішнього навантаження вздовж витків різьбового з'єднання.

2. Розглянуто трубу як товстостінний циліндр (циліндричну товстостінну оболонку), який несе складне навантаження, і удосконалено методику визначення його осесиметричного напружено-деформованого стану із використанням рівнянь тривимірної теорії пружності. Отримано повну систему рівнянь для розв'язання задач механіки деформованого твердого тіла у переміщеннях і напруженнях. Отримані результати дозволяють визначити напруження та деформації в обсадній трубі, яка знаходиться під дією складного навантаження.

3. Одержано систему рівнянь для циліндричних оболонок, напружений стан яких зумовлений збуреним напружено-деформованим станом. Для оцінення впливу залишкових деформацій на напружений стан труби застосовано відомий чисельно-аналітичний метод розв'язування лінійних крайових задач у випадку систем звичайних диференціальних рівнянь зі сталими коефіцієнтами.

РОЗДІЛ 3

ГРАФОАНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ ТРУБ НАФТОВОГО СОРТАМЕНТУ

3.1 Визначення основних параметрів конічних різьб

Конічні різьби, що застосовуються у нафтогазовій промисловості, використовуються для з'єднань деталей колони, габарити якої обмежені по зовнішньому і внутрішньому діаметрах, тому в процесі вибору основних параметрів різьби переважно виходять з обмеженої товщини стінки деталі [59,91].

Конічні різьби розрізняються характером посадки по профілю різьби.

Найбільш поширені конічні різьби з трикутним профілем з кутом 60° при вершині, посадкою по бічних сторонах профілю і зазорами по зовнішньому і внутрішньому діаметрах різьби. До них відносяться різьби стандартних обсадних, бурильних і насосно-компресорних труб, а також замкові різьби [10,29,35,69].

Основна площина конічної різьби – площина, перпендикулярна до осі різьби (рис.3.1), в якій задаються номінальні розміри зовнішнього (d, D, D_4), середнього (d_2, D_2) і внутрішнього діаметрів (d_1, d_3, D_1) конічної різьби (рис.3.2).

Базова площина конічної різьби – площина, яка перпендикулярна до осі різьби і служить для визначення осьового положення основної площини конічної різьби або взаємного осьового положення спряжених деталей, що мають конічну різьбу (див. рис.3.1). За базову площину конічної різьби, як правило, приймають торцеву поверхню, що обмежує конічну різьбу: з боку меншої основи конуса – для зовнішньої різьби, з боку більшої основи – для внутрішньої різьби. За базу різьбового конуса на трубах переважно приймається кінець збігу різьби (остання риска на трубі).

Робоча довжина конічної різьби (див.рис.3.1) – довжина ділянки можливого перекриття зовнішньої і внутрішньої конічних різьб в осьовому напрямі, що

складається з довжини згвинчування і довжини затягування різьбового з'єднання при збиранні. Широке застосування знаходять конічні різьбові з'єднання з трапецієвидним або упорним профілем, з посадкою по внутрішньому і зовнішньому діаметрах різьби і зазорами вздовж бічної сторони профілю.

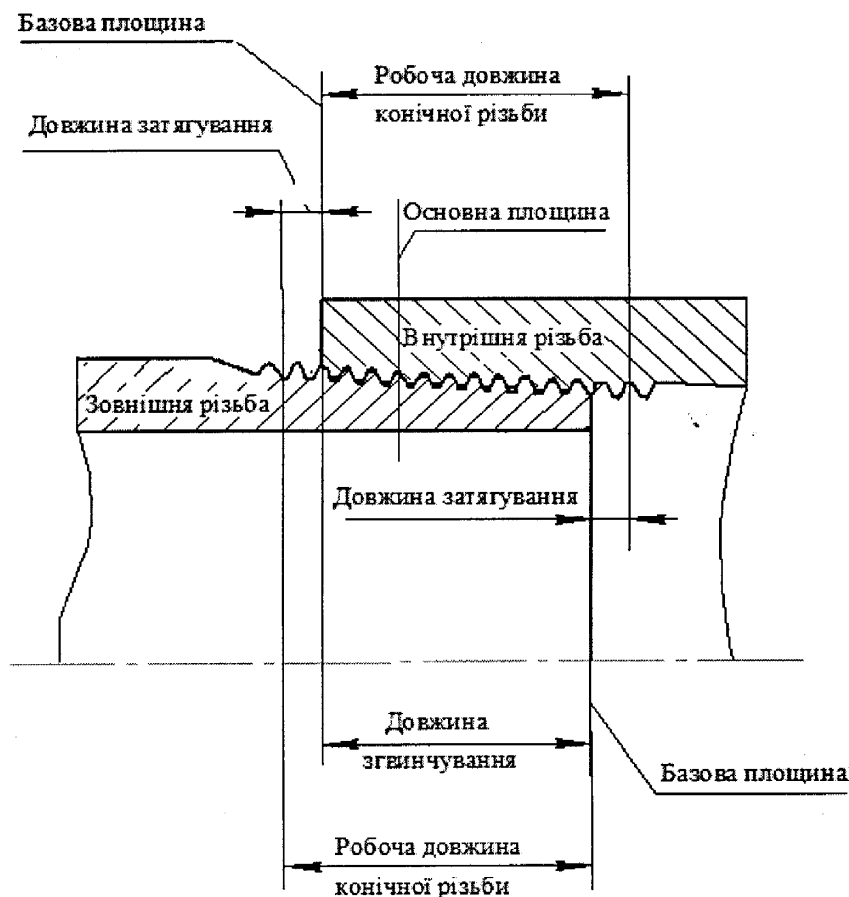


Рисунок 3.1 – Робочі та базові елементи конічної різьби

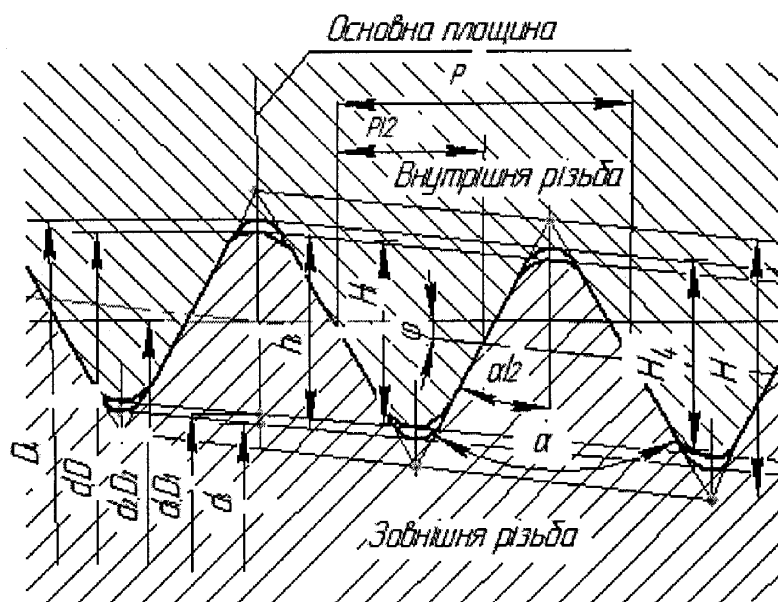


Рисунок 3.2 – Основні параметри конічної різьби

Залежно від співвідношення номінальних кутів нахилу обох бічних сторін профілю розрізняють:

різьби з несиметричним профілем, для яких $\beta \neq \gamma$ (буквою γ позначено менший кут нахилу бічної сторони (рис.3.3);

різьби з симетричним профілем, для яких $\beta = \gamma = \alpha/2$ (рис.3.4).

Кути нахилу профілю β і γ - кути між бічними сторонами профілю і перпендикуляром до осі різьби (рис.3.3). Сума кутів нахилу обох бічних сторін різьби дорівнює куту профілю різьби: $\beta + \gamma = \alpha$.

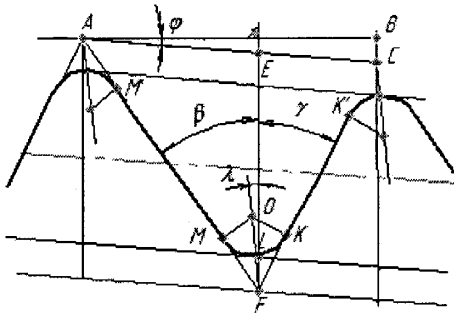


Рисунок 3.3 –Різьба з несиметричним профілем

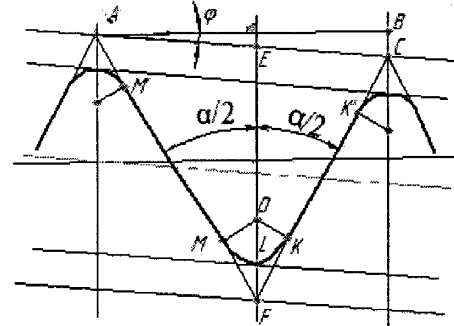


Рисунок 3.4 – Різьба з симетричним профілем

При заданих крокові P , кутах нахилу профілю β і γ , куту нахилу φ , радіусу заокруглення R , знаходимо висоту вихідного трикутника $H = EF$ – відстань між вершиною і основою вихідного трикутника різьби в напрямі, перпендикулярному до осі різьби (рис.3.3):

а) крок різьби $P = AB$ – відстань вздовж лінії, паралельної осі різьби між середніми точками найближчих однойменних бічних сторін профілю різьби, що лежать в одній осьовій площині з одного боку від осі різьби;

б) $AC = AB / \cos \varphi$, де кут нахилу φ – кут між твірною конуса і віссю різьби;

в) $CF = \frac{AC \cos(\beta + \varphi)}{\sin(\beta + \gamma)} = \frac{P \cos(\beta + \varphi)}{\cos \varphi \sin(\beta + \gamma)}$;

$$AF = \frac{AC \cos(\gamma - \varphi)}{\sin(\beta + \gamma)} = \frac{P \cos(\gamma - \varphi)}{\cos \varphi \sin(\beta + \gamma)};$$

$$EF = \frac{CF \cdot \cos(\gamma - \varphi)}{\cos \varphi};$$

$$г) \quad H = P \frac{\cos(\beta + \varphi) \cos(\gamma - \varphi)}{\sin(\beta + \gamma) \cos^2 \varphi}.$$

Для різьби з симетричним профілем $\beta = \gamma = \alpha/2$

$$H = \frac{P \cos(\alpha/2 + \varphi) \cos(\alpha/2 - \varphi)}{\cos^2 \varphi \sin(\beta + \gamma)}.$$

Кут відхилення прямої, на якій знаходиться центр O радіуса заокруглення різьби, від вертикалі $\lambda = \frac{\beta - \gamma}{2}$, якщо $\beta > \gamma$ (див. рис.3.3).

$$\text{Відрізок } OF \text{ визначається як } OF = \frac{R}{\sin(\gamma + \lambda)} \text{ або } OF = \frac{R}{\sin(\beta - \lambda)},$$

$$LF = \frac{R \left(1 - \sin\left(\frac{\beta + \gamma}{2}\right) \right)}{\sin\left(\frac{\beta + \gamma}{2}\right)}.$$

Довжина довшої сторони прямолінійної ділянки профілю, що належить гвинтовій поверхні [42],

$$\begin{aligned} MM' &= AF - MF - AM' = \\ &= \frac{H \cdot \cos \varphi}{\cos(\beta - \varphi)} - \frac{2R}{\operatorname{tg}(\beta - \lambda)} = \frac{P \cos(\gamma - \varphi)}{\cos \varphi \sin(\beta + \gamma)} - \frac{2R}{\operatorname{tg}\left(\frac{\beta + \gamma}{2}\right)}. \end{aligned}$$

Довжина коротшої сторони прямолінійної ділянки профілю, що належить гвинтовій поверхні [42],

$$KK' = CF - FK - CK' = \frac{P \cdot \cos(\beta + \varphi)}{\cos \varphi \sin(\beta + \gamma)} - \frac{2R}{\operatorname{tg}\left(\frac{\beta + \gamma}{2}\right)}.$$

Для різьби з симетричним профілем $\beta = \gamma = \alpha/2$ (див. рис.3.4)

$$MM' = \frac{P \cdot \cos(\alpha/2 - \varphi)}{\cos \varphi \sin \alpha} - \frac{2R}{\operatorname{tg} \alpha/2}; \quad KK' = \frac{P \cdot \cos(\alpha/2 - \varphi)}{\cos \varphi \sin \alpha} - \frac{2R}{\operatorname{tg} \alpha/2}.$$

Вплив власної ваги приведе до нерівномірності зношення бічних сторін профілю різьби. Спряження різьб у процесі обертання вертикально встановленої труби проходить до довшій стороні профілю різьби. Коротка сторона у процесі згвинчування входить у спряження з бічною повернею різьби муфти лише в кінці згвинчування після здійснення певної кількості обертів. Затягування ж з'єднання на величину натягу проходить при одночасному спряженні по обидвох сторонах профілю. Тому власна вага труби вплине на більше зношування довшої сторони профілю різьби порівняно з короткою [69].

Згвинчування з пружним натягом кінчного різьбового з'єднання із симетричним гострокутним профілем різьби обумовлює виникнення в муфті та трубі не тільки колових, але й нормальних осьових напружень [73,92].

3.2 Визначення величини сумарної діаметральної компенсації похибки кроку, кута профілю і конусності різьби

Величину діаметральної компенсації похибки кроку визначають так (рис.3.5):

$$OC = f_p/2; \quad AD = \Delta P,$$

де f_p - діаметральна компенсація похибки кроку;

ΔP - похибка кроку.

$$AB = \frac{\Delta P}{\cos \varphi}; \quad \frac{AB}{\sin(\beta + \gamma)} = \frac{OB}{\sin[90^\circ - (\beta + \varphi)]};$$

$$OB = \frac{\Delta P \cos(\beta + \varphi)}{\sin(\beta + \gamma) \cos \varphi};$$

$$\frac{OB}{\sin(90^\circ - \varphi)} = \frac{OC}{\sin[90^\circ - (\gamma - \varphi)]};$$

$$OC = \frac{\Delta P \cos(\beta + \varphi) \cos(\gamma - \varphi)}{\sin(\beta + \gamma) \cos^2 \varphi};$$

$$f_p = 2\Delta P \frac{\cos(\beta + \varphi) \cos(\gamma - \varphi)}{\sin(\beta + \gamma) \cos^2 \varphi}. \quad (3.1)$$

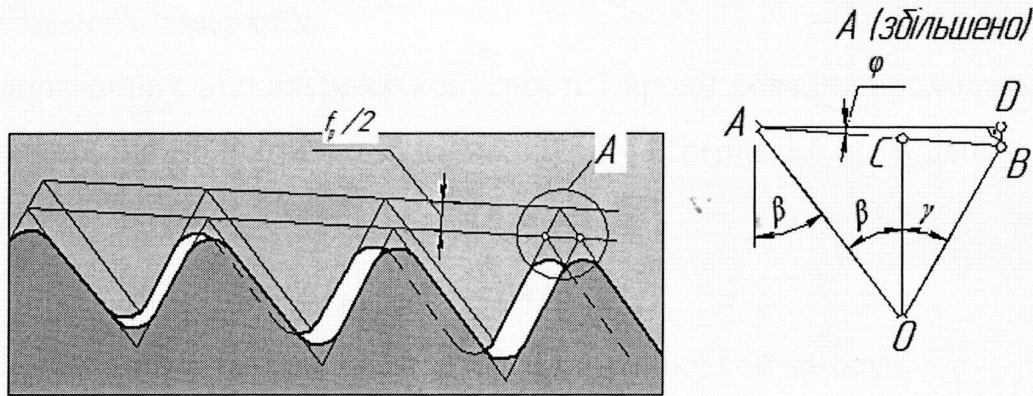


Рисунок 3.5 – Діаметральна компенсація похибки кроку

Для різьб з симетричним профілем при $\beta = \gamma = \alpha/2$ маємо

$$f_p = \Delta P \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} \left(1 - \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha}{2} \cdot \operatorname{tg}^2 \varphi \right). \quad (3.2)$$

Якщо у виробі одночасно з похибкою кроку є похибка конусності, то вона, залежно від величини, може частково або повністю компенсувати вплив похибки кроку на зміну середнього діаметра. Слід навести поняття приведеного середнього діаметра конічної різьби – середнього діаметра уявної ідеальної конічної різьби, яка має ті ж крок і кути нахилу бічних сторін, що й номінальний профіль різьби, номінальний кут конуса і довжину, що дорівнює довжині згвинчування, і яка щільно, без взаємного зміщення і натягу, сполучається з реальною різьбою вздовж бічних сторін різьби.

Граничні розміри середнього діаметра приймають так. Для внутрішньої різьби приведений середній діаметр не повинен бути меншим, ніж прохідна межа

середнього діаметра, а найбільший середній діаметр в будь-якому місці не повинен бути більшим за непрохідну межу.

Для зовнішньої різьби приведений середній діаметр не повинен перевищувати прохідну межу середнього діаметра, а найменший середній діаметр у будь-якому місці не повинен бути меншим за непрохідну межу [81].

Величина похибки кроку ΔP_k , яка може бути повністю зкомпенсована відхиленням конусності, залежить від сторони профілю, на якій відбудеться контакт різьбових поверхонь.

При однозначних відхиленнях конусності і кроку контакт проходить вздовж бічної сторони, що прилягає до кута нахилу β [42] (рис.3.6,а). У цьому випадку величина ΔP_k

$$CB = \Delta P_k; \quad AD = \Delta k/2,$$

де Δk - найбільший діаметральний зазор від похибки конусності.

$$\Delta P_k = CD \cos \varphi; \quad \frac{CD}{\sin \beta} = \frac{\Delta k/2}{\sin[90^\circ - (\beta + \varphi)]};$$

$$\Delta P_k = \frac{\Delta k}{2} \cdot \frac{\sin \beta \cos \varphi}{\cos(\beta + \varphi)}.$$

За відхилень різних знаків конусності і кроку контакт проходить вздовж бічної сторони, що прилягає до кута нахилу γ [42] (рис.3.6,б). У цьому випадку величина ΔP_k визначається так:

$$AB = \Delta k/2; \quad CD = \Delta P_k;$$

$$\Delta P_k = BC \cos \varphi; \quad \frac{BC}{\sin \beta} = \frac{\Delta k/2}{\sin[90^\circ - (\gamma - \varphi)]};$$

$$\Delta P_k = \frac{\Delta k}{2} \cdot \frac{\sin \gamma \cos \varphi}{\cos(\gamma - \varphi)}.$$

У випадку $\Delta P \leq \Delta P_k$ діаметральна компенсація похибки кроку дорівнює нулеві. При $\Delta P > \Delta P_k$ - діаметральну компенсацію похибки кроку з врахуванням похибки конусності f_{P_k} обчислюють так.

1. За відхилень одного знаку конусності і кроку

$$f_{P_k} = f_P - \Delta k \frac{\cos(\gamma - \varphi) \sin \beta}{\sin(\beta + \gamma) \cos \varphi}. \quad (3.3)$$

А для різьби з симетричним профілем

$$f_{P_k} = f_P - \frac{\Delta k}{2} \frac{\cos(\alpha/2 - \varphi)}{\cos \alpha/2 \cdot \cos \varphi} \quad (3.4)$$

2. За відхилень різних знаків конусності і кроку

$$f_{P_k} = f_P - \Delta k \frac{\cos(\beta + \varphi) \sin \gamma}{\sin(\beta + \gamma) \cos \varphi}. \quad (3.5)$$

Для різьби з симетричним профілем

$$f_{P_k} = f_P - \frac{\Delta k}{2} \frac{\cos(\alpha/2 - \varphi)}{\cos \alpha/2 \cdot \cos \varphi}. \quad (3.6)$$

Знаючи похибки кроку і конусності та використовуючи формули (3.1 – 3.6) для визначення діаметральної компенсації цих похибок, можна визначити у згвинченій різьбовій парі різницю середніх діаметрів.

Похибка кута нахилу профілю призводить до появи клиноподібного зазору вздовж бічної сторони профілю [93].

Діаметральна компенсація похибки кута нахилу γ (див. рис.3.6,б)

$$AB = f_\gamma / 2; \quad CD = h/2,$$

f_γ - діаметральна компенсація похибки кута нахилу γ ;

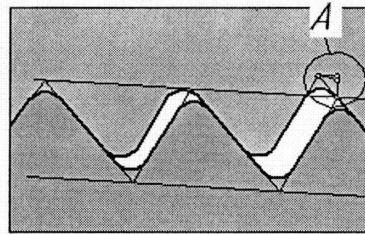
h - робоча висота профілю.

$$AB = BC \cos \beta; \quad \frac{BC}{\sin \Delta \gamma} = \frac{OC}{\sin [180^\circ - (\gamma + \beta + \Delta \gamma)]};$$

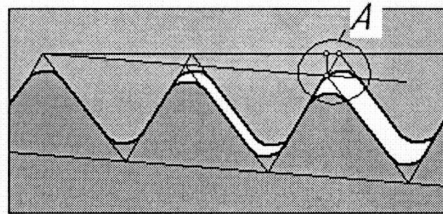
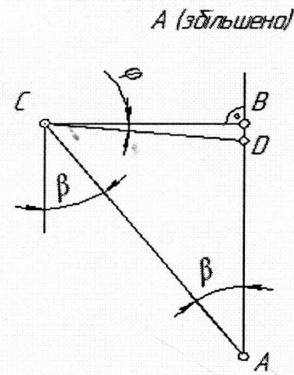
$$BC = \frac{OC \sin \Delta \gamma}{\sin(\gamma + \beta + \Delta \gamma)};$$

$$\frac{OC}{\sin(90^\circ - \varphi)} = \frac{CD}{\sin[90^\circ - (\gamma - \varphi)]};$$

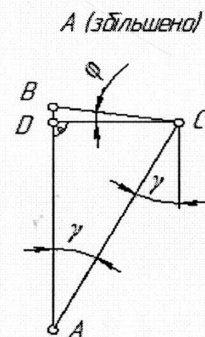
$$OC = \frac{CD \cos \varphi}{\cos(\gamma - \varphi)}; \quad AB = \frac{CD \cos \varphi \sin \Delta \gamma \cos \beta}{\cos(\gamma - \varphi) \sin(\gamma + \beta + \Delta \gamma)}.$$



а



б



а - контакт вздовж бічної сторони, що прилягає до кута нахилу β
 б - контакт вздовж бічної сторони, що прилягає до кута нахилу γ .
 Рисунок 3.6 - Вплив відхилень конусності на діаметральну компенсацію похибки кроку

При малих значеннях $\Delta \gamma$ можна вважати $\sin \Delta \gamma \approx \Delta \gamma$, звідки

$$\sin(\gamma + \beta + \Delta \gamma) \approx \sin(\gamma + \beta),$$

тоді
$$f_\gamma = \frac{h \cos \beta \cos \varphi \cdot \Delta \gamma}{\sin(\beta + \gamma) \cos(\gamma - \beta)},$$

де $\Delta \gamma$ треба брати в радіанах.

Для різьб з симетричним профілем

$$f_{\gamma} = \frac{h \cdot \Delta \alpha_{\kappa}/2}{\sin \alpha (1 + \operatorname{tg} \alpha/2 \operatorname{tg} \varphi)},$$

де $\alpha_{\kappa}/2$ - половина кута профілю, який межує з короткою стороною.

Діаметральна компенсація кута нахилу β (див.рис.3.6,а)

$$CK = f_{\beta}/2; \quad CD = h/2;$$

$$CK = BC \cos \gamma; \quad BC = \frac{OC \sin \Delta \beta}{\sin(\beta + \gamma + \Delta \beta)}; \quad OC = \frac{CD \cos \varphi}{\cos(\beta + \varphi)};$$

$$CK = \frac{CD \cos \varphi \cdot \sin \Delta \beta \cdot \cos \gamma}{\cos(\beta + \varphi) \sin(\beta + \gamma + \Delta \beta)}.$$

Прийнявши $\sin \Delta \beta \approx \Delta \beta$, дістаємо $\sin(\beta + \gamma + \Delta \beta) \approx \sin(\beta + \gamma)$;

$$f_{\beta} = \frac{h \cdot \cos \gamma \cdot \cos \varphi \cdot \Delta \beta}{\sin(\beta + \gamma) \cos(\beta + \varphi)},$$

де $\Delta \beta$ в радіанах.

Для різьб з симетричним профілем

$$f_{\beta} = \frac{h \cdot \Delta \alpha_{\delta}/2}{\sin \alpha (1 - \operatorname{tg} \alpha/2 \operatorname{tg} \varphi)},$$

де $\alpha_{\delta}/2$ - половина кута профілю, який межує з довгою стороною.

Діаметральні компенсації похибок кутів нахилу незалежні один від одного і сумуються без врахування знаків кутів нахилу, тобто беруться абсолютні значення.

$$f_{\alpha} = \frac{h \cos \varphi}{\sin(\beta + \gamma)} \left[\frac{\cos \beta}{\sin(\gamma - \varphi)} |\Delta \gamma| + \frac{\cos \gamma}{\sin(\beta + \varphi)} |\Delta \beta| \right].$$

Для різьб з симетричним профілем

$$f_{\alpha} = \frac{h}{\sin \alpha} \left[\frac{|\Delta^{\alpha_k/2}|}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha/2 \operatorname{tg} \varphi} + \frac{|\Delta^{\alpha_d/2}|}{1 - \operatorname{tg}^2 \alpha/2 \operatorname{tg} \varphi} \right]. \quad (3.7)$$

Оскільки для різьб з симетричним профілем $\alpha/2 = 30^{\circ}$ і конусністю 1:4, які найчастіше застосовуються, коефіцієнти $1 - \operatorname{tg}^2 \alpha/2 \cdot \operatorname{tg} \varphi$; $1 - \operatorname{tg} \alpha/2 \cdot \operatorname{tg} \varphi$ і $1 + \operatorname{tg} \alpha/2 \cdot \operatorname{tg} \varphi$ близькі до одиниці, то формули (3.2), (3.4), (3.6), (3.7) для визначення діаметральних компенсацій значно спрощуються, якщо знехтувати цими коефіцієнтами:

$$\begin{aligned} f_p &\approx \Delta P \operatorname{ctg} \alpha/2; \\ f_{Pk} &\approx |f_p| - \left| \frac{\Delta k}{2} \right|; \\ f_{\alpha} &\approx \frac{h}{\sin \alpha} \left(\left| \Delta^{\alpha_k/2} \right| + \left| \Delta^{\alpha_d/2} \right| \right). \end{aligned}$$

Похибки конусності призводять до утворення постійно зростаючих вздовж різьби зазорів в діаметральному напрямі і вздовж обох сторін профілю, якщо при цьому не відбувається контактування по одній із сторін профілю внаслідок похибки кроку різьби [12,13].

При згвинчуванні різьбової пари з відхиленнями різних знаків ніякої зміни натягу порівняно з розрахунковим не буде, оскільки різниця відхилень зовнішньої і внутрішньої різьби дорівнює сумі абсолютних значень цих відхилень, зкомпенсованих при калібруванні [34].

Під час згвинчування різьбової пари з відхиленнями одного знаку зменшується натяг (порівняно з розрахунковим), оскільки в цьому випадку компенсація відхилень, яка дорівнює різниці відхилень зовнішньої і внутрішньої різьби, менша компенсації, отриманій при калібруванні і дорівнює сумі абсолютних значень цих відхилень [25]. Автори [19] констатують, що одними з основних причин негерметичності різьбових з'єднань обсадних труб є відхилення кута профілю, конусності і кроку різьби.

3.3 Оптимізація геометричних параметрів різьбових з'єднань НКТ

3.3.1 Розроблення алгоритму оптимізації геометричних параметрів різьбових з'єднань НКТ

Для аналізу якісних показників різьбової частини НКТ та визначення пріоритетності геометричних параметрів ніпельної та муфтової різьб НКТ для забезпечення якості різьбового з'єднання в цілому авторами [94] обрано найбільш уживані гладкі труби з умовним діаметром 73 мм, товщиною стінки 5,5 мм (різьба трикутного профілю, група міцності D) у кількості 70 шт.

Авторами [94] визначено коефіцієнти вагомості одиничних показників якості геометричних параметрів різьб ніпельної частини та муфт НКТ. Розрахунки подані в табл.3.1 та табл.3.2.

На даному етапі досліджень виявлено, що найбільш відповідальним за надійність та зносостійкість колон НКТ елементом є різьбове з'єднання.

Таблиця 3.1 – Коефіцієнти вагомості та пріоритетність показників якості різьби ніпельної частини НКТ

Пріоритетність	Одиничні показники якості різьби та їх геометрична інтерпретація		Дисперсії одиничних показників	Коефіцієнти вагомості
1	x_1	крок різьби	$S_{x_1}^2 = 0,000002$	$\alpha_1 = 0,680471745$
2	x_2	висота профілю різьби	$S_{x_2}^2 = 0,000004$	$\alpha_2 = 0,319233658$
3	x_3	кут зовнішньої фаски	$S_{x_3}^2 = 0,006232$	$\alpha_3 = 0,000180404$
4	x_4	товщина стінки	$S_{x_4}^2 = 0,009707$	$\alpha_4 = 0,000057048$
5	x_5	відхилення конусності різьби	$S_{x_5}^2 = 0,0132729$	$\alpha_5 = 0,0000343505$
6	x_6	зовнішній діаметр труби	$S_{x_6}^2 = 0,116404$	$\alpha_6 = 0,000009658$
7	x_7	глибина внутрішньої фаски	$S_{x_7}^2 = 0,162788$	$\alpha_7 = 0,000006906$
8	x_8	кут нахилу бічних сторін	$S_{x_8}^2 = 0,457861$	$\alpha_8 = 0,000002455$
9	x_9	натяг різьби	$S_{x_9}^2 = 0,545496$	$\alpha_9 = 0,0000020609$
10	x_{10}	довжина різьби	$S_{x_{10}}^2 = 0,656438$	$\alpha_{10} = 0,0000017127$
Дисперсія комплексного показника якості ніпельної частини різьби НКТ: $S_7^2 = 0,112426 \cdot 10^{-5}$.				

Таблиця 3.2 – Коефіцієнти вагомості та пріоритетність показників якості різьби муфт НКТ

Пріоритетність	Одиничні показники якості різьби та їх геометрична інтерпретація		Дисперсії одиничних показників	Коефіцієнти вагомості
1	x_1	кут різьби	$S_{x_1}^2 = 0,0000145$	$\alpha_1 = 0,862000122$
2	x_2	ширина зовнішньої фаски	$S_{x_2}^2 = 0,0000451$	$\alpha_2 = 0,292933$
3	x_3	висота профілю різьби муфти	$S_{x_3}^2 = 0,000091$	$\alpha_3 = 0,137351668$
4	x_4	відхилення конусності різьби	$S_{x_4}^2 = 0,0466$	$\alpha_4 = 0,000268219$
5	x_5	діаметр циліндричної виточки муфти	$S_{x_5}^2 = 0,121235$	$\alpha_5 = 0,00014158$
6	x_6	глибина циліндричної виточки муфти	$S_{x_6}^2 = 0,225232$	$\alpha_6 = 0,0000555511$
7	x_7	зовнішній діаметр муфти	$S_{x_7}^2 = 0,23645$	$\alpha_7 = 0,0000528611$
8	x_8	довжина муфти	$S_{x_8}^2 = 0,305$	$\alpha_8 = 0,0000409803$
9	x_9	ширина торцевої площини муфти	$S_{x_9}^2 = 0,43278$	$\alpha_9 = 0,0000290674$
10	x_{10}	кут зовнішньої фаски	$S_{x_{10}}^2 = 0,63645$	$\alpha_{10} = 0,0000196386$
11	x_{11}	кут нахилу бічних сторін профілю різьби	$S_{x_{11}}^2 = 0,81685$	$\alpha_{11} = 0,0000153015$
12	x_{12}	кут переходу від циліндричної виточки муфти до різьби	$S_{x_{12}}^2 = 0,86255$	$\alpha_{12} = 0,0000144908$
13	x_{13}	натяг різьби муфти	$S_{x_{13}}^2 = 2,37$	$\alpha_{13} = 0,00000527384$
Дисперсія комплексного показника якості різьби муфт НКТ буде дорівнювати: $S_i^2 = 0,000012499$				

При дослідженні різьбового з'єднання НКТ стараються знайти таке поєднання його геометричних параметрів, щоб при найменших затратах матеріальних засобів та часу отримати найбільш точну і повну інформацію про вплив кожного досліджуваного параметра на функцію відгуку $\eta_n = f(x_1, x_2, \dots, x_{10})$ для ніпеля та $\eta_m = f(x_1, x_2, \dots, x_{13})$ для муфти [48].

Тому на першому етапі дослідження завжди перевіряється можливість описати область зміни незалежних змінних за допомогою лінійної моделі, яка може бути використана для передбачення значення досліджуваної функції в різних точках факторного простору (інтерполяційна модель) [95,96].

Найбільш поширеним планом цієї групи є повний факторний експеримент типу 2^k , де k – кількість факторів, що досліджуються, у якому кожний рівень одного фактора комбінується з усіма рівнями решти факторів. Характеризується двома рівнями: верхньому значенню варіювання фактора умовно присвоюється рівень $(+1)$, а нижньому – рівень (-1) .

Враховуючи пріоритетність показників якості різьби НКТ, виберемо для дослідження такі геометричні параметри [48]:

- для ніпельної частини (див. табл.3.1):

крок різьби (x_1);

висота профілю різьби (x_2);

- для різьби муфти (див. табл.3.2):

кут різьби (x_3);

ширина зовнішньої фаски (x_4).

Таким чином, число незалежних змінних може приймати значення $k = 2;3;4$.

Серія дослідів складатиме: для $2^2 \rightarrow 4$ дослідів; для $2^3 \rightarrow 8$ дослідів; для $2^4 \rightarrow 16$ дослідів. Функції відгуку відповідно будуть

$$\eta_2 = f(x_1, x_2); \quad \eta_3 = \psi(x_1, x_2, x_3); \quad \eta_4 = \xi(x_1, x_2, x_3, x_4).$$

При складанні матриці планування факторного експерименту переходимо до кодованих значень кожного фактора, що дозволить здійснювати лінійне перетворення координат факторного простору з перенесенням початку координат в центр досліджуваної області і вибором масштабів по нових осях в одиницях інтервалів варіювання факторів [96].

Якщо інтервал варіювання для i – го фактора вибрати таким, що дорівнює

$$\Delta_i = \frac{x_{ih} - x_{il}}{2},$$

де x_{ih} та x_{il} – верхнє та нижнє значення факторів, то його кодовані рівні, що визначаються за формулою

$$XI = \frac{x_{ih} - x_{io}}{\Delta_i}, \quad (3.8)$$

будуть дорівнювати $(+1)$ для верхнього кодованого рівня і (-1) для нижнього кодованого рівня, тобто $(+1) = \frac{x_{ih} - x_{io}}{\Delta_i}$; $(-1) = \frac{x_{il} - x_{io}}{\Delta_i}$.

Нульовий рівень фактора визначається за формулою $x_{io} = \frac{x_{ih} + x_{il}}{2}$.

Враховуючи фактори взаємодії як добутки окремо взятих факторів, побудуємо суміщену матрицю плану факторного експерименту типу 2^4 в кодованих значеннях $(+1)$ і (-1) усіх можливих комбінацій рівнів змінних X_1, X_2, X_3, X_4 (табл.3.3).

За результатами досліджень формується матриця даних повного факторного експерименту (табл.3.4).

Функція відгуку має вигляд

$$\eta = \beta_0 + \sum_{1 \leq i \leq k} \beta_i x_i + \sum_{1 \leq i < j \leq k} \beta_{ij} x_i x_j + \dots + \beta_{1,2,\dots,k} x_1 x_2 \dots x_k, \quad (3.9)$$

де β_i - коефіцієнт регресії, що називається лінійним ефектом змінної x_i ;

$x_i x_j (i \neq j)$ – парна взаємодія (взаємодія першого порядку) факторів x_i та x_j .

Математичну модель 2-го порядку у загальному вигляді можна записати так:

$$B = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i x_i + \sum_{1 \leq i < j \leq k} b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^k b_{ii} x_i^2, \quad (3.10)$$

де B – вибіркова оцінка функції, що вивчається;

b_0, b_i, b_{ij}, b_{ii} – вибіркові коефіцієнти регресії (оцінки) для генеральних значень коефіцієнтів регресії $\beta_0, \beta_i, \beta_{ij}, \beta_{ii}$;

x_i, x_j - незалежні змінні;

k – загальне число незалежних змінних.

При проведенні дослідів використовуються математичні методи планування, які дозволяють розкрити вплив досліджуваних геометричних параметрів та їх взаємодії на міцність та навантажувальну здатність різьбових з'єднань [95,96].

Таблиця 3.4 – Матриця даних факторного експерименту НКТ

Рівні факторів та інтервали варіювання	Натуральні значення для кодованих позначень факторів			
	X1 (крок різьби ніпельної частини, мм)	X2 (висота профілю різьби ніпельної частини, мм)	X3 (кут різьби муфти)	X4 (ширина зовнішньої фаски, мм)
Верхній рівень (+1)	2,660	1,462	31 ⁰	1,1
Нижній рівень (-1)	2,420	1,312	29 ⁰	0,9
Нульовий рівень X0	2,540	1,412	30 ⁰	1,0
Інтервал варіювання	0,120	0,075	1 ⁰	0,1

Математична обробка цих даних дозволяє знайти коефіцієнти рівняння регресії (3.10) за формулами:

$$b_0 = a_1 \sum_{u=1}^N B_u + a_2 \sum_{i=1}^K \sum_{u=1}^N x_{iu}^2 B_u ; \quad (3.11)$$

$$b_i = a_3 \sum_{u=1}^N x_{iu} B_u ; \quad (3.12)$$

$$b_{ij} = a_4 \sum_{u=1}^N x_{iu} x_{ju} B_u, \quad (1 \leq i < j \leq k); \quad (3.13)$$

$$b_{ij} = a_5 \sum_{u=1}^N x_{iu}^2 B_u + a_6 \sum_{i=1}^K \sum_{u=1}^N x_{iu}^2 B_u + a_7 \sum_{u=1}^N B_u . \quad (3.14)$$

Математична модель у кодованих значеннях для факторного експерименту типу 2⁴ описується за формулою в такому вигляді:

$$\begin{aligned} B = & b_0 + b_1 X1 + b_2 X2 + b_3 X3 + b_4 X4 + b_{12} X1 \cdot X2 + b_{13} X1 \cdot X3 + \\ & + b_{23} X2 \cdot X3 + b_{123} X1 \cdot X2 \cdot X3 + b_{14} X1 \cdot X4 + b_{24} X2 \cdot X4 + \\ & + b_{34} X3 \cdot X4 + b_{124} X1 \cdot X2 \cdot X4 + b_{134} X1 \cdot X3 \cdot X4 + \\ & + b_{234} X2 \cdot X3 \cdot X4 + b_{1234} X1 \cdot X2 \cdot X3 \cdot X4. \end{aligned} \quad (3.15)$$

Коефіцієнти регресії для математичної моделі в кодованих значеннях (3.15) розраховуємо за формулами (3.16 – 3.30) :

$$\begin{aligned}
b_0 &= \frac{\sum Y_i}{n}; & b_1 &= \frac{\sum X1 \cdot Y_i}{n}; & b_2 &= \frac{\sum X2 \cdot Y_i}{n}; & b_3 &= \frac{\sum X3 \cdot Y_i}{n}; \\
b_{12} &= \frac{\sum X1 \cdot X2 \cdot Y_i}{n}; & b_{13} &= \frac{\sum X1 \cdot X3 \cdot Y_i}{n}; & b_{23} &= \frac{\sum X2 \cdot X3 \cdot Y_i}{n}; & & (3.16) - (3.30) \\
b_{123} &= \frac{\sum X1 \cdot X2 \cdot X3 \cdot Y_i}{n}; & b_{14} &= \frac{\sum X1 \cdot X4 \cdot Y_i}{n}; & b_{24} &= \frac{\sum X2 \cdot X4 \cdot Y_i}{n}; \\
b_{34} &= \frac{\sum X3 \cdot X4 \cdot Y_i}{n}; & b_{124} &= \frac{\sum X1 \cdot X2 \cdot X4 \cdot Y_i}{n}; & b_{134} &= \frac{\sum X1 \cdot X3 \cdot X4 \cdot Y_i}{n}; \\
b_{234} &= \frac{\sum X2 \cdot X3 \cdot X4 \cdot Y_i}{n}; & b_{1234} &= \frac{\sum X1 \cdot X2 \cdot X3 \cdot X4 \cdot Y_i}{n}.
\end{aligned}$$

Перехід до математичної моделі у натуральних значеннях здійснюється за формулою (3.8) до кожного з кодованих факторів з урахуванням факторів взаємовпливу:

$$\begin{aligned}
B &= b_0 + b_1 \cdot \frac{x_1 - x_{10}}{\Delta_1} + b_2 \cdot \frac{x_2 - x_{20}}{\Delta_2} + b_3 \cdot \frac{x_3 - x_{30}}{\Delta_3} + \\
&+ b_{12} \cdot \frac{x_1 - x_{10}}{\Delta_1} \cdot \frac{x_2 - x_{20}}{\Delta_2} + b_{13} \cdot \frac{x_1 - x_{10}}{\Delta_1} \cdot \frac{x_3 - x_{30}}{\Delta_3} + \\
&+ b_{23} \cdot \frac{x_2 - x_{20}}{\Delta_2} \cdot \frac{x_3 - x_{30}}{\Delta_3} + b_{123} \cdot \frac{x_1 - x_{10}}{\Delta_1} \cdot \frac{x_2 - x_{20}}{\Delta_2} \cdot \frac{x_3 - x_{30}}{\Delta_3} + \\
&+ b_{14} \cdot \frac{x_1 - x_{10}}{\Delta_1} \cdot \frac{x_4 - x_{40}}{\Delta_4} + b_{24} \cdot \frac{x_2 - x_{20}}{\Delta_2} \cdot \frac{x_4 - x_{40}}{\Delta_4} + \\
&+ b_{34} \cdot \frac{x_3 - x_{30}}{\Delta_3} \cdot \frac{x_4 - x_{40}}{\Delta_4} + b_{124} \cdot \frac{x_1 - x_{10}}{\Delta_1} \cdot \frac{x_2 - x_{20}}{\Delta_2} \cdot \frac{x_4 - x_{40}}{\Delta_4} + \\
&+ b_{134} \cdot \frac{x_1 - x_{10}}{\Delta_1} \cdot \frac{x_3 - x_{30}}{\Delta_3} \cdot \frac{x_4 - x_{40}}{\Delta_4} + b_{234} \cdot \frac{x_2 - x_{20}}{\Delta_2} \cdot \frac{x_3 - x_{30}}{\Delta_3} \cdot \frac{x_4 - x_{40}}{\Delta_4} + \\
&+ b_{1234} \cdot \frac{x_1 - x_{10}}{\Delta_1} \cdot \frac{x_2 - x_{20}}{\Delta_2} \cdot \frac{x_3 - x_{30}}{\Delta_3} \cdot \frac{x_4 - x_{40}}{\Delta_4}.
\end{aligned}$$

Порядок проведення статистичного аналізу отриманого рівняння регресії (3.10) такий [48]:

1. Визначається дисперсія досліджу за формулою

$$S_n^2 = \frac{S \cdot S_n}{f_n}, \quad (3.31)$$

де
$$S \cdot S_n = \sum_{u=1}^N \sum_{l=1}^{n_u} (B_{ul} - B_u)^2,$$

B_{ul} - експериментальні дані при повторенні u -ої серії дослідів;

B_u - середнє значення експериментальних даних для u -ої серії, яке визначається за формулою

$$B_u = \frac{\sum_{l=1}^{n_u} B_{ul}}{n_u};$$

n_u – число паралельних дослідів в u -ій серії;

N – число серій дослідів, що відрізняються один від одного;

f_n – число степенів вільності, що являє собою різницю між загальним

числом дослідів в експерименті $\sum_{u=1}^N n_u$ і числом серій дослідів в ньому (N).

2. Визначається дисперсія похибки визначення коефіцієнтів регресії

$$S_{b_0}^2 = a_{11} \bar{S}_n^2; \quad (3.32)$$

$$S_{b_i}^2 = a_{12} \bar{S}_n^2; \quad (3.33)$$

$$S_{b_{ij}}^2 = a_{13} \bar{S}_n^2; \quad (3.34)$$

$$S_{b_{ii}}^2 = a_{14} \bar{S}_n^2, \quad (3.35)$$

де $\bar{S}_n^2 = S_n^2 / n$.

3. Визначаються довірчі інтервали коефіцієнтів регресії

$$\Delta b_0 = t_{кр} \sqrt{S_{b_0}^2}; \quad \Delta b_{ii} = t_{кр} \sqrt{S_{b_{ii}}^2}; \quad \Delta b_i = t_{кр} \sqrt{S_{b_i}^2}; \quad \Delta b_{ij} = t_{кр} \sqrt{S_{b_{ij}}^2},$$

де $t_{кр}$ – табличне значення критерія Стюдента; вибирається за заданою довірчою вірогідністю α і числом степенів вільності f_n , знайденому при оцінці дисперсії S_n^2 [79,85].

Коефіцієнт регресії можна вважати значимим із заданою довірчою вірогідністю, якщо $|b_i| \geq \Delta b_i$.

При порушенні цієї нерівності коефіцієнт незначимий і виключається з рівняння регресії.

4. Визначається дисперсія, що характеризує неадекватність моделі

$$S_{на}^2 = \frac{S \cdot S_{на}}{f_{на}}, \quad (3.36)$$

де $S \cdot S_{на} = \sum_{u=1}^N n_u (B_{u1} - B_u)^2$ – сума квадратів, яка визначає неадекватність представлення результатів експеримента;

$f_{на}$ – число степенів вільності, що відповідає $S \cdot S_{на}$ і є різницею між числом серії дослідів в експерименті N і числом значимих коефіцієнтів k' в перетвореному рівнянні регресії.

5. Перевірка гіпотези про адекватність представлення результатів експерименту рівнянням регресії здійснюється за допомогою F-критерія Фішера

$$F = \frac{S_{на}^2}{S_n^2}. \quad (3.37)$$

Розрахункове значення F-критерія порівнюється з табличним при вибраному рівні значимості α і числі степенів вільності $f_{на}$ та f_n . Якщо $F > F_{табл.}$, то гіпотеза про адекватність відкидається.

3.3.2 Методика канонічного перетворення досліджуваної варіаційної багатовимірної графоаналітичної моделі за допомогою двовимірних перерізів.

Після знаходження адекватної графоаналітичної моделі необхідно дослідити поверхню відгуку в околі оптимуму методами аналітичної геометрії і лінійної

алгебри, які дозволяють встановити форму цієї поверхні і окреслити шляхи оптимізації даного процесу [48,49,99,100].

Дослідження поверхні відгуку починається з перетворення рівняння другого порядку в канонічну форму, тобто знаходження рівняння, що характеризує форму поверхні і дозволяє поділити всі k -вимірні поверхні відгуку на: 1) такі, що мають екстремум; 2) мінімаксні; 3) типу зростаючого підвищення (“гребня”).

Кожну квадратичну форму можна привести до канонічного вигляду за допомогою перетворення прямокутних координат. Щоб привести квадратичну форму від трьох аргументів до канонічного вигляду, необхідно розв’язати рівняння [100]:

$$\begin{vmatrix} b_{11} - \lambda & b_{12} & b_{13} \\ b_{21} & b_{22} - \lambda & b_{23} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} - \lambda \end{vmatrix} = 0 \quad (3.38)$$

і знайти характеристичні числа $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$; вони й будуть коефіцієнтами в канонічному виді форми. Координатні осі треба спрямувати вздовж головних напрямів форми. Якщо осі абсцис, ординат і аплікати спрямовані відповідно вздовж першого, другого і третього головних напрямів, то λ_1 буде коефіцієнтом при квадраті абсциси, λ_2 – при квадраті ординати, λ_3 – при квадраті аплікати.

Якщо в результаті канонічного перетворення отримано рівняння, всі коефіцієнти якого мають один знак, то поверхня, що досліджується, має екстремум і відноситься до поверхонь першого типу. Дослідження такої поверхні закінчується постановкою додаткової серії експериментів у її центрі, метою яких є перевірка надійності співпадання значень, що передбачаються рівнянням регресії, з даними експерименту.

Поверхня відноситься до поверхонь другого типу, якщо коефіцієнти канонічної форми λ_i мають різні знаки і центр поверхні, що досліджується, знаходиться поблизу центра експерименту. У цьому випадку виникає складна задача з відшукування умовного екстремуму в досліджуваній області факторного простору, при розв’язуванні якої допускається незначна екстраполяція рівняння

регресії з експериментальною перевіркою передбачених значень функції виходу в цих точках. Для виходу з мінімакса можна скористатися рухом з центра фігури в напрямі тих координатних осей x_i , для яких коефіцієнти регресії в канонічній формі мають додатні знаки.

Якщо один або декілька коефіцієнтів регресії в канонічній формі близькі до нуля, а центр поверхні лежить далеко за межами досліджуваної області факторного простору, то ця поверхня відноситься до поверхонь третього типу.

Канонічне перетворення рівняння регресії відповідає переходу від старої системи (x_1, x_2, \dots, x_k) до нової, у якій осі координат співпадають з головними осями геометричної поверхні досліджуваної функції відгуку (X_1, X_2, \dots, X_k) .

Якщо дискримінант квадратичної форми досліджуваного рівняння

$$I_k = \det\{B\} \neq 0, \quad (3.39)$$

то дана поверхня є центральною і їй відповідає канонічна форма рівняння регресії виду

$$y = \sum_{i=1}^r \lambda_i x_i^2 + \tau, \quad (3.40)$$

де λ_i - коефіцієнти канонічної форми;

τ - вільний член, що характеризує значення досліджуваної функції в точці S, яка є центром даної поверхні;

$$\tau = \frac{\Delta_k}{I_k}; \quad (3.41)$$

Δ_k - дискримінант правої частини рівняння (3.26),

$$\Delta_k = \det\{B\};$$

r - ранг матриці B, який при умові (3.10) дорівнює k .

Якщо умова (3.39) не виконується, тобто $I_k = 0$, то досліджувана поверхня є нецентральною і при $\Delta_k \neq 0$ їй відповідає канонічна форма вигляду

$$y = \sum_{i=1}^r \lambda_i X_i^2 + 2\mu X_{r+1}, \quad (3.42)$$

де μ - коефіцієнт при незалежній змінній в першому степені,

$$\mu = \sqrt{-\frac{\Delta_k}{I_{k-1}}};$$

I_{k-1} - інваріант квадратичної форми рівняння (3.10) відносно перетворення прямокутних координат, що являють собою суму головних мінорів $(k-1)$ -го порядку визначника (3.39),

$$I_{k-1} = \sum_{j=1}^{C_k^{k-1}} D_j;$$

C_k^{k-1} - число всіх можливих поєднань з k різних елементів по $k-1$.

Якщо $I_k = 0$, $\Delta_k = 0$, а $I_{k-1} \neq 0$, то досліджувана поверхня є нецентральною виродженою і їй відповідає канонічна форма рівняння регресії вигляду (3.42) за умови, що $r < k$ і вільний член в цьому рівнянні

$$\tau = \frac{\Delta_{k-1}}{I_{k-1}},$$

де Δ_{k-1} є сумою головних мінорів $(k-1)$ -го порядку визначника (3.41), обмежених справа і знизу “рамкою” з коефіцієнтів $b_i = 0,5b_i$ лінійних членів і вільного члена b_0 рівняння (3.10).

Таким чином, для визначення виду канонічної форми досліджуваної поверхні необхідно провести послідовні обчислення інваріантів I_i, Δ_i при $i = k, (k-1), \dots, 2, 1$. Якщо першою величиною, відмінною від нуля, буде інваріант I_i , то даній поверхні відповідає канонічна форма вигляду (3.10), а якщо Δ_i - то канонічна форма вигляду (3.42).

Для подальшого аналізу досліджуваної поверхні відгуку необхідно знати величину і знак кожного коефіцієнта λ_i , що дозволяє поточнити не тільки тип поверхні, але й визначити величину напрямних косинусів, а також знайти формули перетворення старих координат в нові, і навпаки [85,99].

Формули перетворення координат нових в старі [99]

3.4 Розроблення графоаналітичної моделі поверхонь зарізьбових розвантажувальних канавок різьбових з'єднань

3.4.1 Теоретичне обґрунтування форм поверхонь зарізьбових розвантажувальних канавок

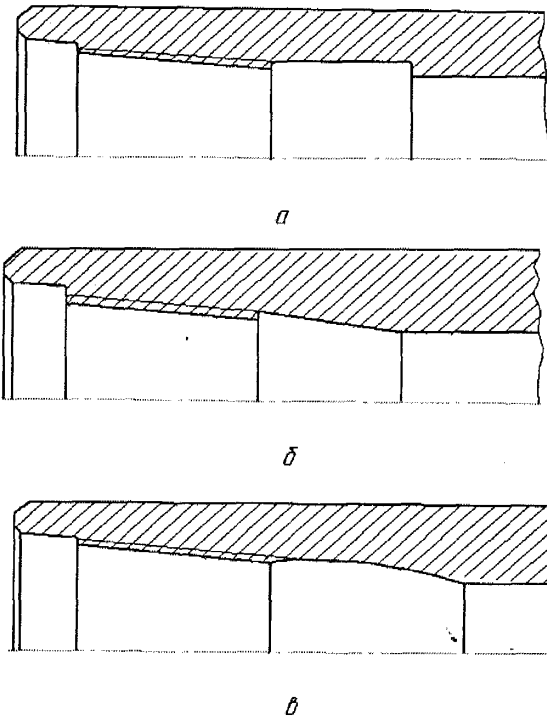
Раніше встановлено, що при експлуатації свердловин підземних сховищ газу на колону НКТ на криволінійних ділянках діють змінні згинальні навантаження, які викликані нерівномірністю руху потоку газу. Аналогічні процеси мають місце при роботі НКТ в свердловинах видобування сланцевого газу на криволінійних та горизонтальних ділянках. Пульсації потоку газу викликані інтенсивним його відбором з обмеженого об'єму гірської непроникливої породи, розкритої тріщинами при гідророзриві, а також частковим збільшенням відбору за рахунок підростання тріщин в гірському масиві після завершення гідророзриву. Такі змінні процеси викликають коливання НКТ, які призводять до розгвинчування з'єднань або до втомних процесів в матеріалі труб і їх з'єднань. Таким чином, можна стверджувати, що при експлуатації НКТ в складних умовах мають місце втомні процеси в їх елементах, тобто вони працюють в умовах схожих, як бурильні колони.

Тому важливою задачею є удосконалення пружно-деформаційної моделі насосно-компресорних труб та їх різьбових з'єднань.

Дослідженнями підтверджено поліпшення пружно-деформаційного стану конструкцій різьбових з'єднань при дії змінних навантажень введенням ЗРК, які виконуються на одній або на двох деталях з'єднання.

Тому необхідно провести теоретичне обґрунтування форм поверхонь ЗРК різьбових з'єднань труб нафтового сортаменту на основі створеної графоаналітичної моделі.

У загальному випадку форми поверхонь ЗРК є поверхнями обертання 4-го і 2-го порядків [39,40,80,101] (рис.3.7).



а) циліндричної форми; б) конічної форми;
в) профіль фірми SMFJ (Франція)

Рисунок 3.7 – Схеми замкових різьбових з'єднань із ЗРК
у муфтовій частині

При складанні алгоритмів автоматизованого конструювання поверхонь ЗРК будемо користуватися такими параметрами [39,40]:

R – радіус торцевого (базового) перерізу;

R_i – радіус i -того перерізу;

L_i – довжина відрізка (кільцевої ділянки) поверхні, обмежена базовим та i -тим перерізом;

α_i - кут нахилу дотичної (проведеної до крайньої твірної) до осі поверхні ЗРК.

У загальному випадку твірна крива 2-го порядку займає довільне положення відносно осі обертання поверхні ЗРК, утворюючи при цьому тороїдальну поверхню [40].

Крива другого порядку задається в даному випадку трьома точками $K(R_i, L_i)$, $A(R, O)$, $E(-R_1, L_i)$ і двома дотичними $t_i(KC)$ та $t(AB)$ (рис.3.8).

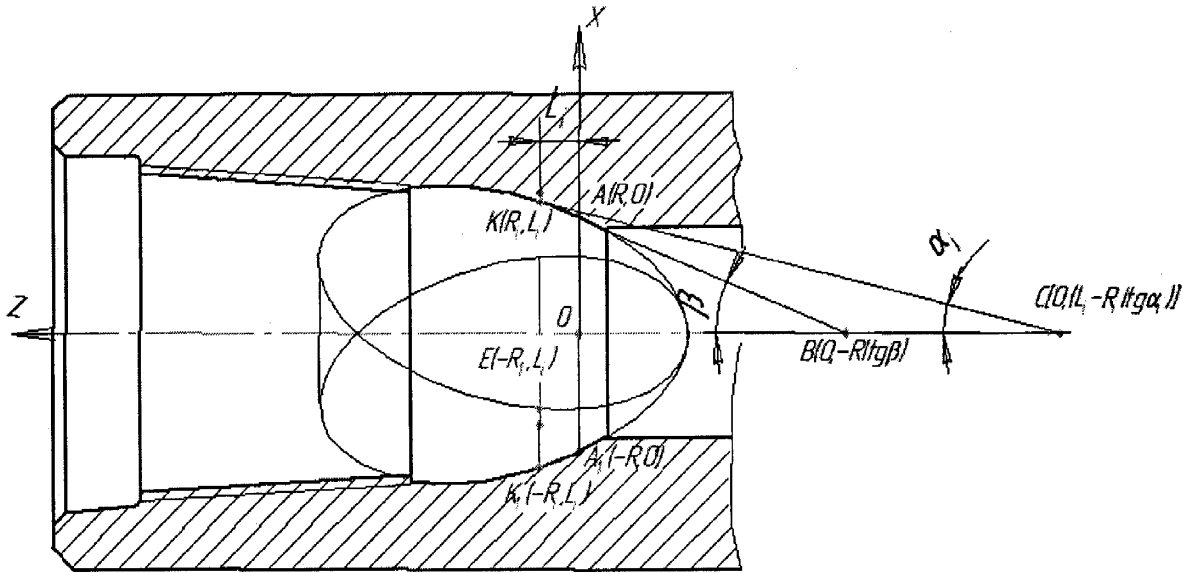


Рисунок 3.8 – ЗРК у формі поверхні обертання 4-го порядку

Рівняння твірної кривої – рівняння 2-го порядку відносно X і Z – має вигляд

$$a_{11}x^2 + 2a_{12}xz + a_{22}z^2 + 2a_{13}x + 2a_{23}z + a_{33} = 0. \quad (3.46)$$

Рівняння дотичної до кривої другого порядку в її точці (x_0, z_0) запишеться у вигляді

$$a_{11}x_0x + a_{12}(z_0x + x_0z) + a_{22}z_0z + a_{13}(x_0 + x) + a_{23}(z_0 + z) + a_{33} = 0. \quad (3.47)$$

Підставивши в рівняння (3.46) координати точок $K(R_i, L_i)$, $A(R, O)$, $E(-R_i, L_i)$, а в рівняння (3.47) – координати точок $K(R_i, L_i)$, $C[0, (L_i - R_i/tg\alpha_i)]$ дотичної t_i та $A(R, O)$, $B(0, -R/tg\beta)$ дотичної t , дістанемо систему п'яти рівнянь з невідомими коефіцієнтами рівняння кривої другого порядку:

$$\begin{cases} a_{11}R_i + 2a_{12}R_iL_i + a_{22}L_i^2 + 2a_{13}R_i + 2a_{23}L_i + a_{33} = 0 \\ a_{11}R^2 + 2a_{13}R + a_{33} = 0 \\ a_{11}R_i^2 + 2a_{12}R_iL_i + a_{22}L_i^2 + 2a_{13}R_i + 2a_{23}L_i + a_{33} = 0 \\ a_{12}R_i(L_i - R_i/tg\alpha_i) + a_{22}L_i(L_i - R_i/tg\alpha_i) + a_{13}R_i + a_{23}R_i/tg\alpha_i + a_{33} = 0 \\ -a_{12}R^2/tg\beta + a_{13}R - a_{23}R/tg\beta + a_{33} = 0. \end{cases} \quad (3.48)$$

Розв'язавши систему рівнянь (3.48), тобто розв'язавши визначник 5-го степеня методом Крамера [79], дістанемо значення коефіцієнтів рівняння (3.46):

$$a_{11} = -\left(\frac{1}{\operatorname{tg}\alpha_i \operatorname{tg}\beta} + \frac{R_i - L_i \operatorname{tg}\beta - R}{\operatorname{tg}\alpha_i \operatorname{tg}\beta (R_1 - R_i)}\right); \quad (3.49)$$

$$a_{22} = 1 + \frac{(R_1 - L_i \operatorname{tg}\beta - R)(R - R_i)^2}{\operatorname{tg}\alpha_i \operatorname{tg}\beta L_i^2 (R_1 - R_i)}; \quad (3.50)$$

$$a_{12} = \frac{1}{\operatorname{tg}\alpha_i} + \frac{1}{\operatorname{tg}\beta} - \frac{2(R_1 - L_i \operatorname{tg}\beta - R)(R - R_i)}{\operatorname{tg}\alpha_i \operatorname{tg}\beta (R_1 - R_i) L_i}; \quad (3.51)$$

$$a_{13} = \frac{R}{\operatorname{tg}\alpha_i \operatorname{tg}\beta} + \frac{R_i}{\operatorname{tg}\alpha_i \operatorname{tg}\beta} - \frac{L_i}{\operatorname{tg}\beta} + \frac{2R(R_1 - L_i \operatorname{tg}\beta - R)}{\operatorname{tg}\alpha_i \operatorname{tg}\beta (R_1 - R_i)}; \quad (3.52)$$

$$a_{23} = L_i - \frac{R_i}{\operatorname{tg}\alpha_i} + \frac{R}{\operatorname{tg}\beta} + \frac{2R(R_1 - L_i \operatorname{tg}\beta - R)(R - R_i)}{\operatorname{tg}\alpha_i \operatorname{tg}\beta L_i (R_1 - R_i)}; \quad (3.53)$$

$$a_{33} = \frac{RL_i}{\operatorname{tg}\beta} - \frac{RR_i}{\operatorname{tg}\alpha_i \operatorname{tg}\beta} - \frac{(R_1 - L_i \operatorname{tg}\beta - R)R^2}{\operatorname{tg}\alpha_i \operatorname{tg}\beta (R_1 - R_i)}. \quad (3.54)$$

Для отримання рівняння тороїдальної поверхні треба підставити в рівняння твірної кривої лінії (3.46) замість координати x вираз $\sqrt{x^2 + y^2}$:

$$\begin{aligned} & a_{11}^2 x^4 + a_{11}^2 y^4 + a_{22}^2 z^4 + 2x^2 z^2 (2a_{12}^2 + a_{11} a_{22}) + 2x^2 y^2 a_{11}^2 + \\ & + 2y^2 z^2 (2a_{11}^2 + a_{11} a_{22}) + 4x^2 z (2a_{12} a_{13} + a_{11} a_{23}) + 2x^2 (2a_{13}^2 + a_{11} a_{33}) + \\ & + 2y^2 (2a_{13}^2 + a_{11} a_{33}) + 4z^2 a_{23}^2 + 2zy^2 (2a_{12} a_{13} + a_{11} a_{23}) + a_{33}^2 = 0 \end{aligned} \quad (3.55)$$

Рівняння (3.55) є рівнянням тороїдальної поверхні, яке містить коефіцієнти твірної кривої, що визначаються з рівнянь (3.49 – 3.54). Отримана тороїдальна поверхня (див. рис.3.8) є поверхнею 4-го порядку [39,40].

Частковим (окремим) випадком такої поверхні є тор.

Твірною поверхні тора є коло радіуса R_T з центром в точці $O'(a, b)$ (рис.3.9).

Рівняння твірної має вигляд

$$(x - a)^2 + (z - b)^2 = R_T^2, \quad (3.56)$$

де a і b - координати центра кола, що лежить у площині XOZ .

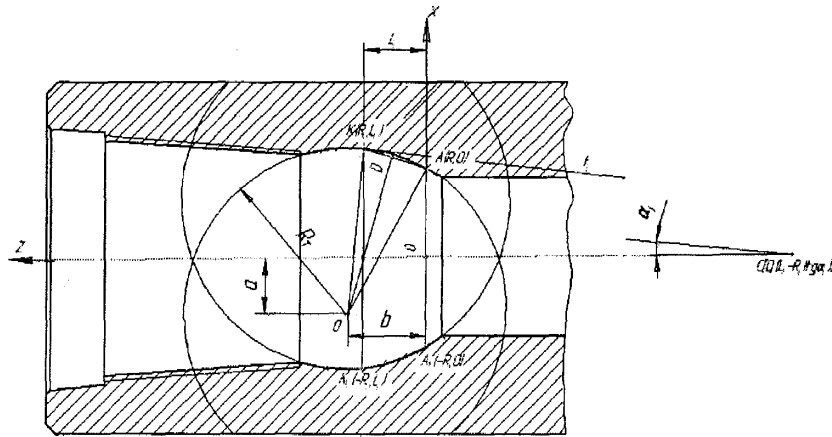


Рисунок 3.9 – ЗПК у формі тора

Виразимо значення координат центра кола через параметри R_i, R, L_i, α_i , використавши для цього координати точок $K(R_i, L_i)$, $C[0, (L_i - R_i/\operatorname{tg} \alpha_i)]$, $A(R, O)$.

Рівняння відрізка AK

$$z = -\left(\frac{L_i}{R - R_i}\right)x + \frac{RL_i}{R - R_i}. \quad (3.57)$$

Рівняння прямої, що проходить через центр $O'(a, b)$ кола радіуса R_T і перпендикулярна до середини відрізка AK в точці $D[(R_i - R)/2, L_i/2]$ задається рівнянням:

$$b - \frac{L_i}{2} = \frac{R - R_i}{L_i} \left(a - \frac{R + R_i}{2} \right). \quad (3.58)$$

Рівняння відрізка запишеться у вигляді

$$z = \frac{x}{\operatorname{tg} \alpha_i} + L_i - \frac{R_i}{\operatorname{tg} \alpha_i}. \quad (3.59)$$

Оскільки KC - дотична до кола, то відрізок $OK = R_T$ перпендикулярний до KC . Тоді рівняння прямої, що перпендикулярна до KC і проходить через центр $O'(a, b)$ кола радіуса R_T і точку $K(R_i, L_i)$, виразиться рівнянням

$$b - L_i = -tg\alpha_i(a - R_i). \quad (3.60)$$

Розв'язавши сумісно рівняння (3.58) і (3.60), визначимо

$$a = \frac{L_i^2 + 2L_i R_i tg\alpha_i + R^2 - R_i^2}{2(R - R_i + H_i tg\alpha_i)}, \quad (3.61)$$

$$b = \frac{tg\alpha_i [L_i^2 - (R_i - R)^2] + 2L_i(R - R_i)}{2(R - R_i + L_i tg\alpha_i)}. \quad (3.62)$$

Відрізок, який дорівнює радіусу кола і проходить через точки $K(R_i, L_i)$, і $O'(a, b)$, запишеться у вигляді

$$R_T^2 = (R_i + a)^2 + (b - L_i)^2. \quad (3.63)$$

Підставивши в рівняння (3.46) значення радіуса кола з рівняння (3.63) і перетворивши, отримаємо рівняння твірної тора

$$x^2 + z^2 - 2xa - 2zb - R_i^2 - L_i^2 - 2aR_i + 2L_i b = 0. \quad (3.64)$$

Підставивши в рівняння (3.64) замість x вираз $\sqrt{x^2 + y^2}$ і перетворивши, отримаємо рівняння (3.65) поверхні тора [39,40] (див. рис.3.17):

$$\begin{aligned} & x^4 + y^4 + z^4 + 2x^2 y^2 + 2x^2 z^2 + 2y^2 z^2 - 4b(x^2 z + y^2 z + z^3) - 2(x^2 + y^2) \times \\ & \times (R_i^2 + L_i^2 + 2aR_i + 2a^2 - 2L_i b) - 2z^2 [(b - L_i)^2 + R_i(R_i + 2a)] + \\ & + 4zb(R_i^2 + L_i^2 + 2R_i a - 2bL_i) - (R_i^2 - L_i^2)^2 + 4R_i^3 a - 4R_i^2(a^2 + L_i b) + \\ & + 4aL_i R_i(L_i - b) - 4L_i^3 b = 0 \end{aligned} \quad (3.65)$$

У часткових випадках, коли вісь твірної кривої другого порядку співпадає з віссю муфти (ніпеля) або твірна – пряма лінія, отримаємо такі можливі поверхні обертання: еліпсоїд, гіперболоїд, параболоїд, сфера, конус, циліндр.

Еліпсоїд обертання (рис.3.10) і гіперболоїд обертання.

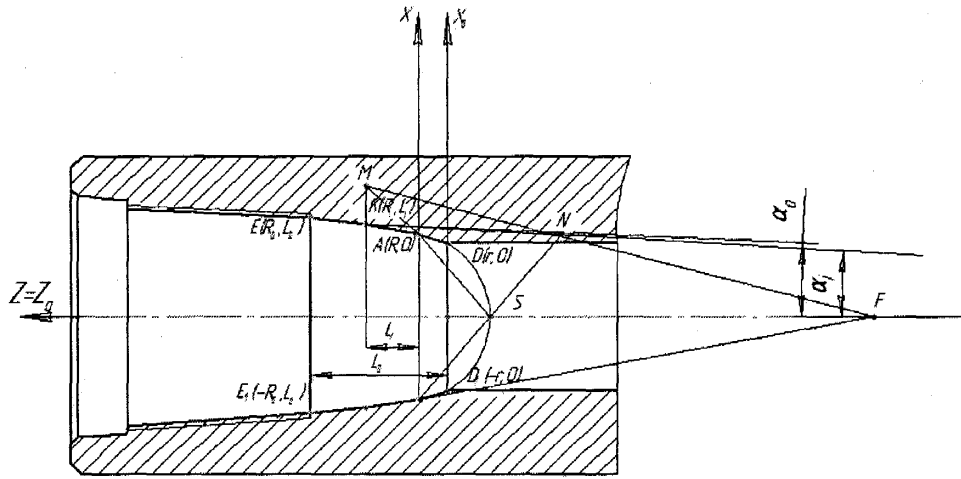


Рисунок 3.10 – ЗПК у формі еліпсоїда обертання

Рівняння твірної

$$x^2 L_i^2 + z^2 (R_i^2 - 2R_i L_i \operatorname{tg} \alpha_i - R^2) + z (R^2 + R_i L_i \operatorname{tg} \alpha_i - R_i^2) \operatorname{tg} L_i - L_i^2 R^2 = 0 \quad (3.66)$$

Рівняння поверхні

$$x^2 L_i^2 + y^2 L_i^2 + z^2 (R_i^2 - 2R_i L_i \operatorname{tg} \alpha_i - R^2) + z (R^2 + R_i L_i \operatorname{tg} \alpha_i - R_i^2) \operatorname{tg} L_i - L_i^2 R^2 = 0 \quad (3.67)$$

Вид поверхні визначається за дискримінантом

$$D = L_i^2 (R_i^2 - 2R_i L_i \operatorname{tg} \alpha_i - R^2)$$

Якщо $D > 0$ - твірна крива лінія – еліпс, якщо $D < 0$ – твірна – гіпербола.

При обертанні цих кривих навколо осі OZ утворюються відповідні поверхні обертання: еліпсоїд і гіперболоїд.

Сфера.

Рівняння твірної

$$x^2 + [z - (L_i + R_i \operatorname{tg} \alpha_i)]^2 - \frac{R_i^2}{\cos^2 \alpha_i} = 0. \quad (3.68)$$

Рівняння поверхні

$$x^2 + y^2 + z^2 - 2z(L_i + R_i \operatorname{tg} \alpha_i) + (L_i + R_i \operatorname{tg} \alpha_i)^2 - \frac{R_i^2}{\cos^2 \alpha_i} = 0 \quad (3.69)$$

Для визначення значень кутів нахилу дотичних (проведених в кожній точці еліпсоїда, гіперболоїда чи сфери) до осі муфти OZ скористаємося частковим випадком теореми Паскаля.

Вважаємо точки K, K_1, A, A_1, S вершинами вписаного в криву 2-го порядку п'ятикутника, при цьому вершину K візьмемо за пару збіглих вершин шестикутника. Побудуємо сторони п'ятикутника $KA, AS, SA_1, A_1K_1, KK_1$ (побудова показана на рис.3.11).

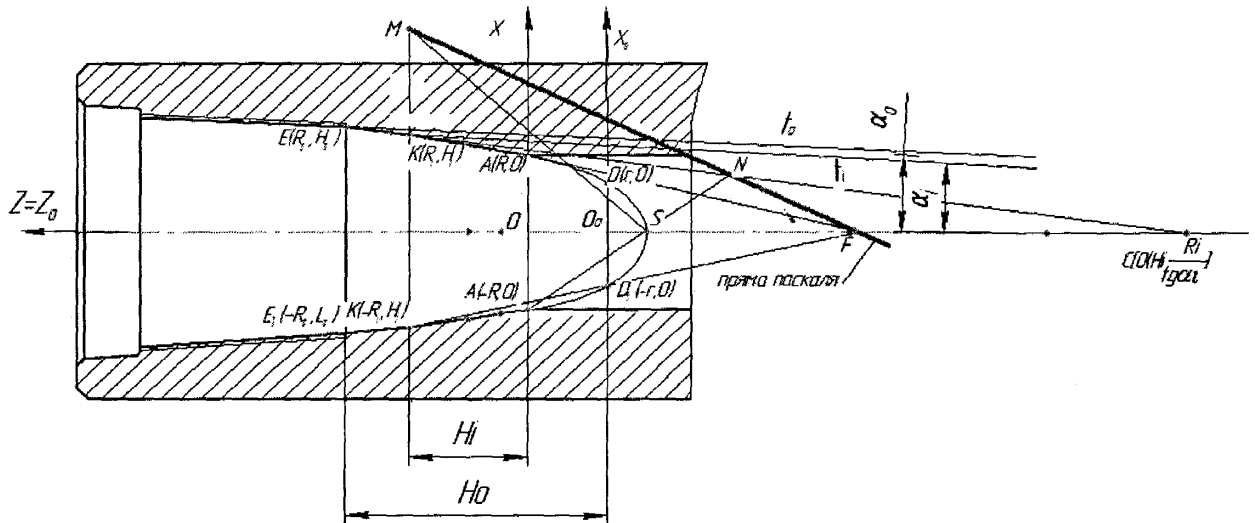


Рисунок 3.11 – Схема визначення кутів нахилу дотичних, проведених у кожній точці кривих доуги порядку, до осі муфти OZ

Будуємо пряму Паскаля, що проходить через точки $M = KK_1 \times AS$;

$$F = AK \times A_1K_1.$$

Пряма FM перетинає сторону A_1S в точці N , через яку пройде дотична t_i до кривої в точці K .

Аналітично алгоритм визначення кута α_i наступний.

1. Записавши рівняння твірної еліпсоїда та гіперболоїда у вигляді

$$\begin{aligned} x^2 L_0^2 + z^2 (R_0^2 - 2R_0 L_0 \operatorname{tg} \alpha_0 - r^2) + z (r^2 + R_0 L_0 \operatorname{tg} \alpha_0 - R_0^2) 2L_0 - \\ - L_0^2 r^2 = 0, \end{aligned} \quad (3.70)$$

де R_0 – зовнішній радіус різьби муфти;

r - внутрішній радіус труби;

L_0 - довжина зарізьбової розвантажувальної канавки (приймається конструктивно);

α_0 - кут нахилу дотичної t_0 (проведеної у крайній точці E) до осі муфти OZ , й прийнявши в рівнянні (3.70) $x = 0$, отримаємо координату z точки S :

$$z_S = \frac{-b - \sqrt{b^2 + 4ac}}{2a}, \quad (3.71)$$

де

$$\begin{aligned} a &= R_0^2 - 2R_0L_0\operatorname{tg}\alpha_0 - r^2, \\ b &= (r^2 + R_0L_0\operatorname{tg}\alpha_0 - R_0^2)2L_0, \\ c &= L_0^2r^2. \end{aligned}$$

Записавши рівняння твірної сфери (3.68) у вигляді

$$x^2 + [z - (L_0 + R_0\operatorname{tg}\alpha_0)]^2 - \frac{R_0^2}{\cos^2\alpha_0} = 0$$

й прийнявши $x = 0$, отримаємо координату z точки S

$$z_S = \frac{b}{2} \pm \sqrt{\frac{b^2}{4} - c}, \quad (3.72)$$

де

$$\begin{aligned} b &= 2(L_0 + R_0\operatorname{tg}\alpha_0), \\ c &= L_0^2 + 2L_0R_0\operatorname{tg}\alpha_0 + R_0^2\operatorname{tg}^2\alpha_0 - \frac{R_0^2}{\cos^2\alpha_0}. \end{aligned}$$

2. Визначаємо координати точки M - точки перетину прямих KK_1 і AS , рівняння яких відповідно

$$\begin{aligned} z &= L_i, & z &= -\frac{z_S}{R}x + z_S, \\ x_M &= \frac{(z_S - L_i)R}{z_S}, & z_M &= L_i. \end{aligned} \quad (3.73)$$

3. Визначаємо координати точки F – точки перетину прямих AK і A_1K_1 , рівняння яких відповідно

$$z = -\frac{L_i x}{R - R_i} + \frac{RL_i}{R - R_i}, \quad z = \frac{L_i x}{R - R_i} + \frac{RL_i}{R - R_i},$$

$$x_F = 0, \quad z_F = \frac{RL_i}{R - R_i} \quad (3.74)$$

4. Визначаємо координати точки N – точки перетину прямих A_1S та FM , рівняння яких відповідно мають вигляд

$$z = \frac{z_s}{R} x + z_s, \quad z = -\frac{R_i L_i z_s}{(R - R_i)(z_s - L_i)R} x + \frac{RL_i}{R - R_i},$$

$$x_N = [RL_i - z_s(R - R_i)] \left[\frac{R(z_s - L_i)}{(R - R_i)z_s(z_s - L_i) + R_i L_i z_s} \right], \quad (3.75)$$

$$z_N = \frac{[R(z_s - L_i) + R_i z_s] L_i}{R_i L_i + (R - R_i)(z_s - L_i)}.$$

5. Рівняння дотичної t_i має вигляд

$$z = \frac{L_i - \frac{[R(z_s - L_i) + R_i z_s] L_i}{R_i L_i + (R - R_i)(z_s - L_i)}}{R_i - \frac{[RL_i - z_s(R - R_i)][R(z_s - L_i)]}{(R - R_i)z_s(z_s - L_i) + R_i L_i z_s}} x + \frac{R_i z_N - x_N L_i}{R_i - x_N}. \quad (3.76)$$

6. Кут α_i визначається з формули

$$\operatorname{tg} \alpha_i = \frac{R_i - x_N}{L_i - z_N}.$$

Після підстановки відповідних значень, отримаємо:

$$\operatorname{tg} \alpha_i = \frac{2R_i L_i (L_i - z_s) [z_s (z_s - L_i) (R - R_i) + R_i L_i z_s]}{[R_i L_i + (R - R_i)(z_s - L_i)] [R^2 (L_i - z_s)^2 + R_i^2 z_s (2L_i - z_s)]}. \quad (3.77)$$

Параболоїд обертання.

Рівняння твірної

$$x^2 - 2R_i z \operatorname{tg} \alpha_i + R_i(2L_i \operatorname{tg} \alpha_i - R_i) = 0. \quad (3.78)$$

Рівняння поверхні

$$x^2 + y^2 - 2R_i z \operatorname{tg} \alpha_i + R_i(2L_i \operatorname{tg} \alpha_i - R_i) = 0. \quad (3.79)$$

Рівняння дотичної t_i

$$\frac{x - R_i}{\frac{R_i}{2} - R_i} = \frac{z - (L_i + l)}{\frac{2L_o \operatorname{tg} \alpha_o - R_o}{2 \operatorname{tg} \alpha_o} - (L_i + l)}. \quad (3.80)$$

Кут α_i визначається за формулою

$$\operatorname{tg} \alpha_i = \frac{R_i \operatorname{tg} \alpha_o}{2(L_i + l) \operatorname{tg} \alpha_o - 2L_o \operatorname{tg} \alpha_o + R_o} \quad (3.81)$$

Конус обертання.

Рівняння твірної

$$\left(-\frac{R_i}{\operatorname{tg} \alpha_i} \right) x + R_i z = R_i L_i - \frac{R_i^2}{\operatorname{tg} \alpha_i}. \quad (3.82)$$

Підставивши в рівняння (3.82) замість x вираз $\sqrt{x^2 + y^2}$ і перетворивши, отримаємо рівняння поверхні конуса обертання:

$$\begin{aligned} \frac{R_i^2}{\operatorname{tg}^2 \alpha_i} x^2 + \frac{R_i^2}{\operatorname{tg}^2 \alpha_i} y^2 - R_i^2 z^2 + 2R_i^2 L_i z + \frac{2R_i^3}{\operatorname{tg} \alpha_i} (L_i - l) \\ - R_i^2 \left(L_i^2 + \frac{R_i^2}{\operatorname{tg}^2 \alpha_i} \right) = 0. \end{aligned} \quad (3.83)$$

Циліндр обертання.

Рівняння твірної $x = R_i$,

рівняння поверхні циліндра обертання: $x^2 + y^2 = R_i^2$.

Таким чином, графоаналітична модель для низки поверхонь, у яких твірна визначена як функція габаритних розмірів поверхні, однозначно визначає будь-яку конкретну форму ЗРК, дозволяє розв'язувати різні задачі в інженерних параметрах, пов'язані з проектуванням і функціонуванням ЗРК.

3.4.2 Загальний алгоритм розрахунку площ кільцевих ділянок поверхонь за різьбових розвантажувальних канавок

Розглянемо загальний алгоритм розрахунку площ кільцевих ділянок поверхонь ЗРК, для яких розроблена єдина графоаналітична модель і які є відсіками поверхонь обертання.

Площа відсіку поверхні обертання, утвореної обертанням дуги AK навколо осі Z , виражається інтегралом

$$S_i = \int_{(K)}^{(A)} 2\pi x ds, \quad (3.84)$$

де x - абсциса меридіана AK ,

$$ds = \sqrt{1 + \left(\frac{dx}{dz}\right)^2} - \text{диференціал дуги } AK. \quad (3.85)$$

Координата x меридіана AK визначається з рівняння твірної лінії; після цього визначається похідна $\frac{dx}{dz}$. Знайдені величини підставляються в рівняння (3.84).

Таким чином, площа відсіку поверхні обертання [41] (рис.3.12)

$$S_i = f(R, R_i, L_i, \alpha_i),$$

де R - радіус базового перерізу, змінюється в межах $0 < R < R_i$;

R_i - радіус i -того (над базовим) перерізу, змінюється в межах $0 < R < D/2$;

L_i - довжина i -того відсіку, змінюється в межах $0 < L_i < L$.

Алгоритм визначення площі відсіку тороїдальної поверхні такий [41]:

1) визначаємо значення x з рівняння (3.46) твірної лінії

$$x_{1,2} = \frac{-(a_{12}z + a_{13}) \pm \sqrt{(a_{12}z + a_{13})^2 - a_{11}(a_{22}z^2 + 2a_{23}z + a_{33})}}{a_{11}}; \quad (3.86)$$

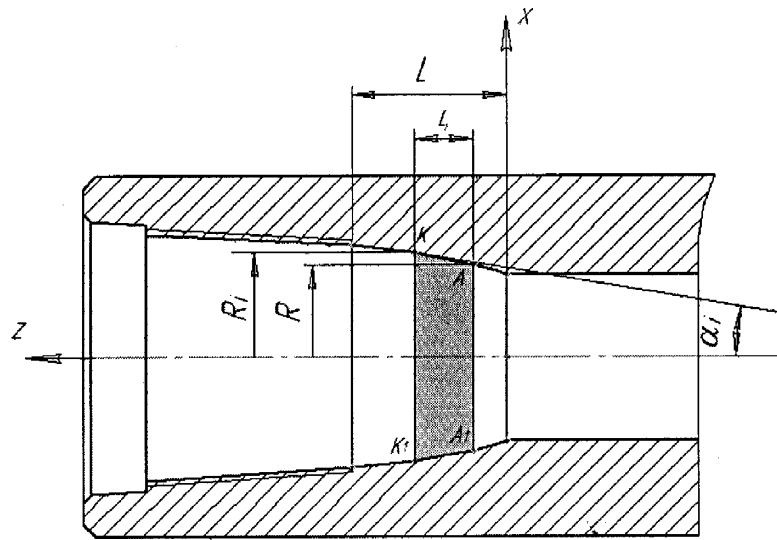


Рисунок 3.12 – Схема розрахунку площ кільцевих ділянок поверхонь ЗРК

2) підставивши це значення в рівняння (3.84), отримаємо рівняння площі відсіку тороїдальної поверхні

$$S = 2\pi \int_{(A)}^{(K)} \frac{-(a_{12}z + a_{13}) \pm \sqrt{(a_{12}z + a_{13})^2 - a_{11}(a_{22}z^2 + 2a_{23}z + a_{33})}}{a_{11}} \times \sqrt{1 + \left(\frac{dx}{dz}\right)^2} dz. \quad (3.87)$$

Значення коефіцієнтів $a_{11}, a_{12}, a_{13}, a_{22}, a_{23}, a_{33}$ є функціями від R, R_i, L_i, α_i .

Площа відсіку поверхні тора визначається так:

1) з рівняння (3.64), яке є рівнянням твірної цієї поверхні, визначаємо абсцису x меридіана AK :

$$x_{12} = a \pm \sqrt{(R_i + a)^2 - z^2 + 2zb + L_i^2 - 2L_i b}. \quad (3.88)$$

Оскільки поверхня, що розглядається, розташована між додатними осями декартових прямокутних координат, то беремо додатне значення x .

2) визначаємо похідну $\frac{dx}{dz}$ від виразу (3.88)

$$\frac{dx}{dz} = \left[a \pm \sqrt{(R_i + a)^2 - z^2 + 2zb + L_i^2 - 2L_i b} \right] = \frac{(z - b)}{\sqrt{(R_i + a)^2 - z^2 + 2zb + L_i^2 - 2L_i b}};$$

3) диференціал дуги AK визначаємо за формулою (3.85)

$$ds = \sqrt{1 + \frac{(z - b)^2}{(R_i + a)^2 - z^2 + 2zb + L_i^2 - 2L_i b}} = \frac{\sqrt{(R_i + a)^2 + (L_i - b)^2}}{\sqrt{(R_i + a)^2 - z^2 + 2zb + L_i^2 - 2L_i b}} \quad (3.89)$$

4) підставивши вирази (3.88) і (3.89) в (3.84), отримаємо вираз:

$$S = 2\pi \left(\sqrt{(R_i + a)^2 + (L_i - b)^2} \right)^{L_i} \int_0^{L_i} \left[\frac{a}{\sqrt{(R_i + a)^2 - z^2 + 2zb + L_i^2 - 2L_i b}} + 1 \right] dz; \quad (3.90)$$

5) після перетворення рівняння (3.90) отримаємо вираз площі відсіку поверхні тора

$$S_T = 2\pi \left[L_i \sqrt{(R_i - a)^2 + (L_i - b)^2} - a \times \arctg \frac{b - L_i}{\sqrt{4(R_i - a)^2 - 2b^2}} + a \sqrt{(R_i - a)^2 + (L_i - b)^2} \times a \times \arctg \frac{b}{\sqrt{4(R_i - a)^2 - 2b^2 - 4L_i^2 - 8L_i b}} \right] \quad (3.91)$$

$$\text{де } a = \frac{L_i^2 - 2R_i L_i \operatorname{tg} \alpha_i - (R_i - R)^2}{2(R - R_i + L_i \operatorname{tg} \alpha_i)};$$

$$b = \frac{(R - R_i)[2L_i + (R + R_i) \operatorname{tg} \alpha_i]}{2(R - R_i + L_i \operatorname{tg} \alpha_i)}.$$

Алгоритм визначення площі відсіку бічної поверхні еліпсоїда і гіперboloїда обертання таких [41]:

1) з рівняння твірної цих поверхонь (3.66) визначаємо координату x меридіана

$$x_{1,2} = \pm \frac{1}{L_i} \sqrt{-\left(R_i^2 - 2R_i L_i \operatorname{tg} \alpha_i - R^2\right) z^2 - 2L_i z \left(R^2 + R_i L_i \operatorname{tg} \alpha_i - R_i^2\right) + L_i^2 R^2} \quad (3.92)$$

Оскільки розрахунок ведеться для позитивної частини відсіку, значення x у формулі (3.92) беремо додатне.

2) визначаємо похідну по z від рівняння (3.92):

$$\frac{dx}{dz} = \frac{-z\left(R_i^2 - 2R_i L_i \operatorname{tg} \alpha_i - R^2\right) - L_i\left(R^2 + R_i L_i \operatorname{tg} \alpha_i - R_i^2\right)}{L_i \sqrt{-\left(R_i^2 - 2R_i L_i \operatorname{tg} \alpha_i - R^2\right) z^2 - 2L_i z \left(R^2 + R_i L_i \operatorname{tg} \alpha_i - R_i^2\right) + L_i^2 R^2}} \quad (3.93)$$

3) визначаємо диференціал дуги AK , підставивши в рівняння (3.85) значення $\frac{dx}{dz}$, взяте з рівняння (3.93):

$$ds = \sqrt{1 + \left[\frac{-z\left(R_i^2 - 2R_i L_i \operatorname{tg} \alpha_i - R^2\right) - L_i\left(R^2 + R_i L_i \operatorname{tg} \alpha_i - R_i^2\right)}{-\left(R_i^2 - 2R_i L_i \operatorname{tg} \alpha_i - R^2\right) z^2 - 2L_i\left(R^2 + R_i L_i \operatorname{tg} \alpha_i - R_i^2\right) z + L_i^2 R^2} \right]^2} \quad (3.94)$$

4) площа поверхні визначиться підстановкою виразів (3.92) і (3.94) в рівняння (3.84):

$$S = 2\pi \int_0^{L_i} \frac{1}{L_i} \sqrt{-\left(R_i^2 - 2R_i L_i \operatorname{tg} \alpha_i - R^2\right) z^2 - 2L_i\left(R^2 + R_i L_i \operatorname{tg} \alpha_i - R_i^2\right) z + L_i^2 R^2} \times \sqrt{1 + \left[\frac{-z\left(R_i^2 - 2R_i L_i \operatorname{tg} \alpha_i - R^2\right) - L_i\left(R^2 + R_i L_i \operatorname{tg} \alpha_i - R_i^2\right)}{L_i \sqrt{-\left(R_i^2 - 2R_i L_i \operatorname{tg} \alpha_i - R^2\right) z^2 - 2L_i\left(R^2 + R_i L_i \operatorname{tg} \alpha_i - R_i^2\right) z + L_i^2 R^2}} \right]^2} dz \quad (3.95)$$

Введемо такі позначення:

$$m_1 = R_i^2 - 2R_i L_i \operatorname{tg} \alpha_i - R^2;$$

$$m_2 = 2L_i\left(R^2 + R_i L_i \operatorname{tg} \alpha_i - R_i^2\right);$$

$$m_3 = L_i^2 R^2.$$

Тоді рівняння (3.95) набуде вигляду:

$$S = \frac{2\pi}{L_i^2} \int_0^{L_i} \sqrt{(m_1^2 - L_i^2 m_1)z^2 + (m_1 m_2 - L_i^2 m_2)z + \left(L_i^2 m_3 + \frac{m_2^2}{4}\right)} dz. \quad (3.96)$$

Позначимо

$$n_1 = m_1^2 - L_i^2 m_1; \quad n_2 = m_1 m_2 - L_i^2 m_2; \quad n_3 = L_i^2 m_3 + \frac{m_2^2}{4}; \quad Z = n_1 z^2 + n_2 z + n_3.$$

Рівняння (3.96) набуде вигляду

$$S = \frac{2\pi}{L_i^2} \int_0^{L_i} \sqrt{Z} dz = \frac{2\pi}{L_i^2} \left[\frac{(2n_1 z + n_2)\sqrt{Z}}{4n_1} \Big|_0^{L_i} + \frac{4n_1 n_3 - n_2^2}{8n_1} \int_0^{L_i} \frac{dz}{\sqrt{Z}} \right] \quad (3.97)$$

Таким чином, проінтегрувавши вираз від 0 до L_i , отримаємо вираз площі відсіку поверхні еліпсоїда та двопорожнинного гіперboloїда обертання [41]:

- при $n_1 > 0$

$$S = \frac{2\pi}{L_i^2} \left\{ \frac{(2n_1 L_i + n_2)\sqrt{n_1 L_i^2 + n_2 L_i + n_3}}{4n_1} + \frac{4n_1 n_3 - n_2^2}{8n_1 \sqrt{n_1}} \times \right. \\ \left. \times \ln \left[2\sqrt{n_1(n_1 L_i^2 + n_2 L_i + n_3)} + 2n_1 L_i + n_2 \right] - \right. \\ \left. - \left[\frac{n_2 \sqrt{n_3}}{4n_1} + \frac{4n_1 n_3 - n_2^2}{8n_1 \sqrt{n_1}} \ln(2\sqrt{n_1 n_3} + n_2) \right] \right\}; \quad (3.98)$$

- при $n_1 > 0$, $4n_1 n_3 > n_2^2$

$$S = \frac{2\pi}{L_i^2} \left\{ \left[\frac{(2n_1 L_i + n_2)\sqrt{n_1 L_i^2 + n_2 L_i + n_3}}{4n_1} + \frac{4n_1 n_3 - n_2^2}{8n_1 \sqrt{n_1}} \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \operatorname{Arsh} \frac{2n_1 L_i + n_2}{\sqrt{4n_1 n_3 - n_2^2}} \right] - \left[\frac{n_2 \sqrt{n_3}}{4n_1} + \frac{4n_1 n_3 - n_2^2}{8n_1 \sqrt{n_1}} \operatorname{Arsh} \frac{n_2}{\sqrt{4n_1 n_3 - n_2^2}} \right] \right\}; \quad (3.99)$$

- при $n_1 > 0$, $n_2^2 = 4n_1 n_3$, $2n_1 z + n_2 > 0$

$$S = \frac{2\pi}{L_i^2} \left\{ \left[\frac{(2n_1L_i + n_2)\sqrt{n_1L_i^2 + n_2L_i + n_3}}{4n_1} + \frac{4n_1n_3 - n_2^2}{8n_1\sqrt{n_1}} \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \ln(2n_1L_i + n_2) \right] - \left[\frac{n_2\sqrt{n_3}}{4n_1} + \frac{4n_1n_3 - n_2^2}{8n_1\sqrt{n_1}} \ln n_2 \right] \right\}; \quad (3.100)$$

- при $n_1 > 0$, $n_2^2 = 4n_1n_3$, $2n_1z + n_2 = 0$

$$S = \frac{2\pi}{L_i^2} \left\{ \left[\frac{(2n_1L_i + n_2)\sqrt{n_1L_i^2 + n_2L_i + n_3}}{4n_1} - \frac{4n_1n_3 - n_2^2}{8n_1\sqrt{n_1}} \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \ln(2n_1L_i + n_2) \right] - \left[\frac{n_2\sqrt{n_3}}{4n_1} - \frac{4n_1n_3 - n_2^2}{8n_1\sqrt{n_1}} \ln n_2 \right] \right\}; \quad (3.101)$$

- при $n_1 < 0$, $n_2^2 > 4n_1n_3$, $|2n_1z + n_2| < \sqrt{n_2^2 - 4n_1n_3}$

$$S = \frac{2\pi}{L_i^2} \left\{ \left[\frac{(2n_1L_i + n_2)\sqrt{n_1L_i^2 + n_2L_i + n_3}}{4n_1} - \frac{4n_1n_3 - n_2^2}{8n_1\sqrt{-n_1}} \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \arcsin \frac{2n_1L_i + n_2}{\sqrt{n_2^2 - 4n_1n_3}} \right] - \left[\frac{n_2\sqrt{n_3}}{4n_1} + \frac{4n_1n_3 - n_2^2}{8n_1\sqrt{-n_1}} \arcsin \frac{n_2}{\sqrt{n_2^2 - 4n_1n_3}} \right] \right\}. \quad (3.102)$$

Площу відсіку поверхні параболоїда обертання визначаємо так:

1) з рівняння твірної цієї поверхні (3.78) визначаємо координату x меридіана AK :

$$x_{1,2} = \pm \sqrt{-R_i(2L_i \operatorname{tg} \alpha_i - R_i) + 2R_i z \operatorname{tg} \alpha_i}; \quad (3.103)$$

2) взявши додатне значення x , визначаємо похідну по z від рівняння (3.103):

$$\frac{dx}{dz} = \frac{2R_i \operatorname{tg} \alpha_i}{\sqrt{2R_i z \operatorname{tg} \alpha_i - R_i(2L_i \operatorname{tg} \alpha_i - R_i)}}; \quad (3.104)$$

3) площа поверхні параболоїда обертання визначиться підстановкою виразів (3.103) і (3.104) в рівняння (3.94) та інтегруванням рівняння (3.84) від 0 до L_i :

$$S = \frac{2\pi}{3R_i \operatorname{tg} \alpha_i} \left[\sqrt{\left[R_i^2 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_i) \right]^3} - \sqrt{\left[R_i^2 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_i) - 2R_i L_i \operatorname{tg} \alpha_i \right]^3} \right]. \quad (3.105)$$

Таким чином, вирази (3.87, 3.95, 3.98, 3.99, 3.100, 3.101, 3.102, 3.105) дають можливість визначити площу довільної кільцевої ділянки ЗРК, для яких розроблена єдина графоаналітична модель.

Схема алгоритму розрахунку площ відсіків поверхонь подана на рис.3.13.

Вхідні параметри задаються конструктивно:

RO, R – радіуси базових перерізів ділянки ЗРК;

LO – довжина відсіку поверхні, що утворений цими перерізами;

$ALFAO$ – кут нахилу дотичної до меридіальної твірної у її найвищій точці.

Вихідні параметри:

D – детермінант, який визначає вид твірної кривої лінії;

$ZS1, ZS2$ – аплікати вершин кривої лінії;

$RI1, RI2$ – радіуси двох довільних перерізів залежно від довжини відсіку LI ;

$ALFA$ – кут нахилу дотичної в i – тій точці;

$SPAR, SEG1, \dots, SEG5$ – площа поверхні відсіку.

Алгоритм розрахунку складено у такій послідовності [41]:

- 1) введення вихідних даних;
- 2) розрахунок детермінанта (D) і визначення твірної кривої поверхні обертання (відсіку поверхні ЗРК);
- 3) визначення аплікат вершин кривої поверхні обертання;
- 4) задання довжини довільного відсіку поверхні;
- 5) визначення радіусів перерізів, що обмежують відсік поверхні;
- 6) визначення кута нахилу дотичної до меридіональної твірної у точці більшого радіуса $RI1$ до осі обертання OZ ;
- 7) розрахунок площі відсіку поверхні довільної кільцевої ділянки ЗРК, для яких розроблена єдина графоаналітична модель.

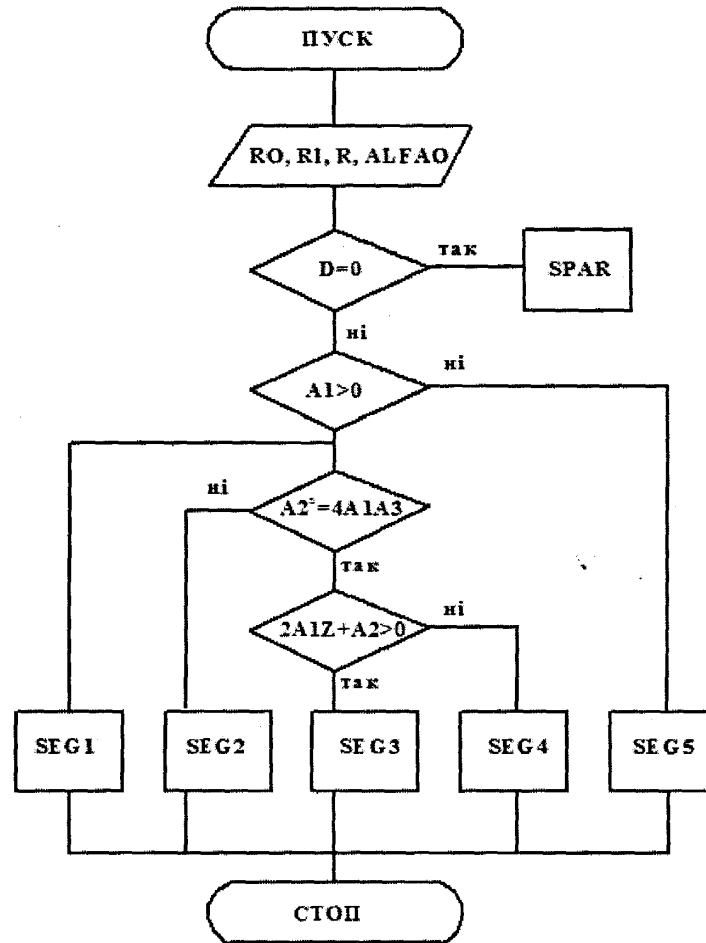


Рисунок 3.13 – Схема алгоритму розрахунку площ кільцевих ділянок поверхонь ЗРК

Висновки до розділу 3.

1. Одними з основних причин негерметичності різьбових з'єднань є відхилення кута профілю, конусності і кроку. Похибки конусності призводять до утворення постійно зростаючих вздовж різьби зазорів у діаметральному напрямі і вздовж обох сторін профілю, якщо при цьому не відбувається контактування по одній із сторін профілю внаслідок похибки кроку різьби.

2. Найбільш відповідальним елементом за надійність та зносостійкість колон НКТ є різьбове з'єднання. Враховуючи пріоритетність показників якості різьби НКТ, для досліджень вибрано такі геометричні параметри:

- для ніпельної частини – крок різьби та висоту профілю різьби;
- для різьби муфт – кут різьби та ширину зовнішньої фаски.

Суміщена матриця плану факторного експерименту 2^4 в кодованих значеннях (+1) і (-1) усіх можливих комбінацій рівнів чотирьох названих вище змінних, матриця даних факторного експерименту, математична модель у кодованих значеннях та математична модель у натуральних значеннях дозволяють розкрити вплив досліджуваних геометричних параметрів та їх взаємодії на міцність та навантажувальну здатність різьбових з'єднань.

3. Методика канонічного перетворення досліджуваної варіаційної багатовимірної графоаналітичної моделі за допомогою двовимірних перерізів може бути повністю використана при аналізі багатовимірних поверхонь і значно спростити розрахунки.

4. У загальному випадку форми поверхонь ЗРК є поверхнями обертання 4-го і 2-го порядку. Графоаналітична модель для низки поверхонь, у яких твірна визначена як функція габаритних розмірів поверхні, однозначно визначає будь-яку конкретну форму ЗРК, дозволяє розв'язувати різні задачі, пов'язані з проектуванням і функціонуванням ЗРК.

РОЗДІЛ 4

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ЧИННИКІВ НА ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ

4.1 Розрахунок силових факторів в елементах різьбового з'єднання при різних способах навантаження

Для аналізу силових факторів в елементах різьбового з'єднання при розтягнутих трубі і муфті взято обсадні труби діаметром $d = 146$ мм з товщиною стінки $\delta = 10$ мм. На рис.4.1 подано розміри труби і муфти різьбового з'єднання.

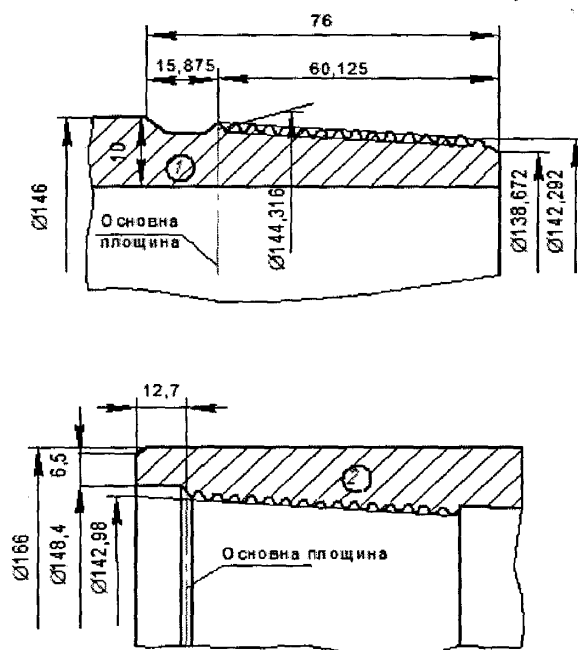


Рисунок 4.1 – Розміри труби (1) і муфти (2) різьбового з'єднання

У з'єднанні труб використовується різьба конусністю 1:16, з кроком 3,175 мм і з кутом профілю 60° . Профіль різьби показано на рис.4.2.

У дослідженнях [25] розрахунок проводився за умови, що товщина внутрішнього (1) і зовнішнього (2) елементів вздовж різьби постійна. Для більш точного розрахунку площ поперечних перерізів F_1^i та F_2^i відповідно труби (1) та муфти (2) вздовж різьби (нитки з повним профілем), починаючи від основної

площини, взято 20 перерізів (від 0 до 19) з інтервалом, що дорівнює кроку різьби [46]. На рис.4.3 зображено схему i -того перерізу різьбового з'єднання з указанням внутрішнього та зовнішнього діаметрів різьби, а також приведеного діаметра, який використовується при обчисленні площ i -того поперечного перерізу труби і муфти.

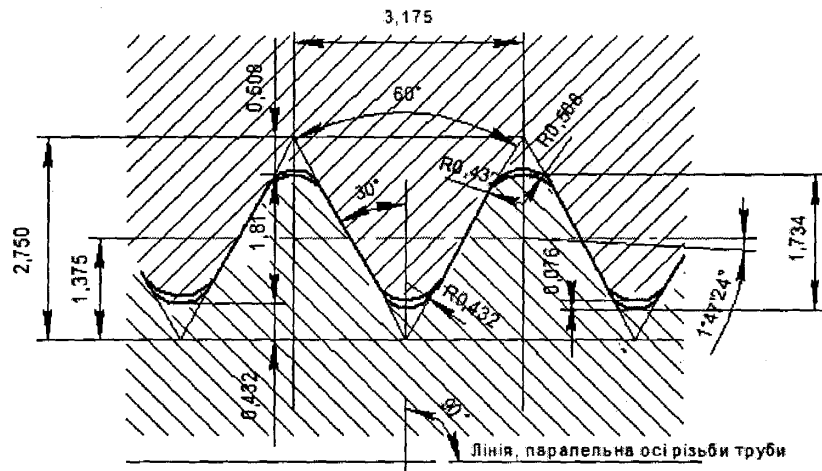


Рисунок 4.2 – Профіль різьби

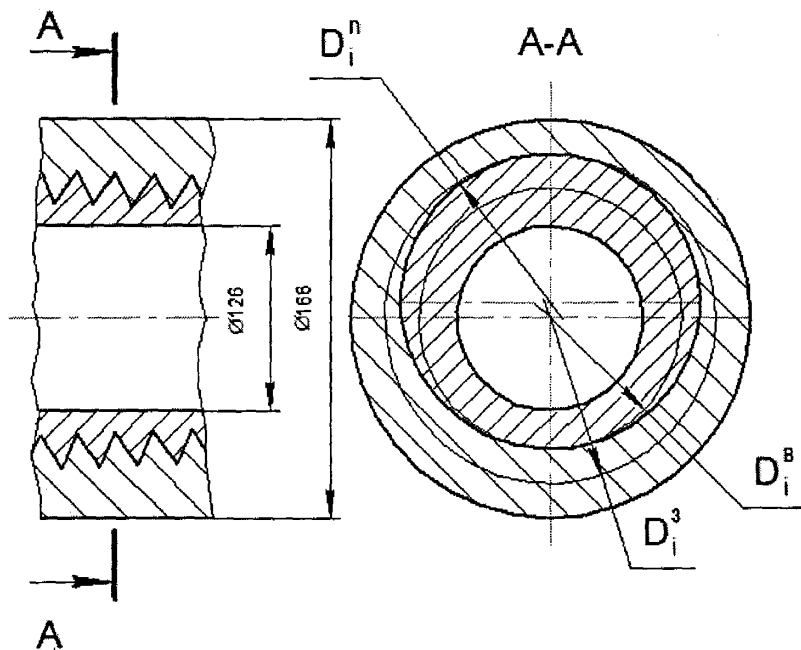


Рисунок 4.3 – Схема i -того перерізу різьбового з'єднання

В табл.4.1 подано чисельні значення указаних вище параметрів.

Таблиця 4.1 – Геометричні параметри перерізів різьбового з'єднання

№ перерізу	X_i , мм	Внутрішній діаметр D_6^i різьби на i -тому витку, мм	Зовнішній діаметр D_3^i різьби на i -тому витку, мм	Середній діаметр D_C^i різьби на i -тому витку, мм	Приведений діаметр D_n^i різьби на i -тому витку, мм	Площа поперечного перерізу F_1^i i -того витка охопленої деталі, мм ²	Площа поперечного перерізу F_2^i i -того витка охоплюючої деталі, мм ²
0	0	142,980	146,600	144,316	144,790	3996	5175
1	3,164	142,753	146,373	144,114	144,563	3942	5226
2	6,329	142,527	146,147	143,912	144,337	3891	5277
3	9,494	142,299	145,920	143,712	144,110	3842	5329
4	12,658	142,073	145,693	143,509	143,883	3788	5380
5	15,823	141,846	145,466	143,307	143,656	3737	5431
6	18,987	141,620	145,239	143,105	143,430	3686	5482
7	22,151	141,393	145,013	142,903	143,203	3635	5533
8	25,316	141,166	144,786	142,702	142,976	4566	5584
9	28,480	140,939	144,556	142,499	142,750	3534	5635
10	31,645	140,713	144,333	142,298	142,523	3482	5686
11	34,809	140,486	144,106	142,096	142,106	3391	5739
12	37,809	140,259	143,879	141,894	142,070	3382	5787
13	41,138	140,033	143,653	141,692	141,843	3330	5838
14	44,303	139,806	143,426	141,491	141,616	3281	5888
15	47,467	139,579	143,199	141,289	141,389	3230	5938
16	50,632	139,353	142,973	141,087	141,163	3179	5989
17	53,796	139,126	142,746	140,885	140,936	3130	6039
18	56,960	138,899	142,519	140,684	140,709	3079	6089
19	60,125	138,672	142,292	140,482	140,483	3029	6139

При розрахунках використано формули (2.6–2.8), у яких взято модуль пружності однаковий для обох деталей, тобто $E_1 = E_2 = 2,04 \times 10^5 \text{ Н/мм}^2$.

Використаємо вирази поділених різниць [78] для створення емпіричних формул у вигляді інтерполяційних поліномів третього степеня інтенсивності розподілу дотичних зусиль вздовж різьби залежно від параметра t при розтягнутих трубі і муфті (див. рис.2.1).

Таблиця 4.2 – Таблиця поділених різниць поліному третього степеня

$x = \frac{l}{6,0125}$ $0 \leq l \leq 60,125$	$y = nT,$ $0 \leq n \leq 1$	Значення перших різниць	Значення других різниць	Значення третіх різниць
x_0	$y[x_0]$	$y[x_0, x_1]$	$y[x_0, x_1, x_2]$	$y[x_0, x_1, x_2, x_3]$
x_1	$y[x_1]$	$y[x_1, x_2]$	$y[x_1, x_2, x_3]$	
x_2	$y[x_2]$	$y[x_2, x_3]$		
x_3	$y[x_3]$			

Зберігши прийняті позначення, запишемо вираз поділених різниць поліному третього степеня:

$$y(x) = y[x_0] + (x - x_0)y[x_0, x_1] + (x - x_0)(x - x_1)y[x_0, x_1, x_2] + (x - x_0)(x - x_1)(x - x_2)y[x_0, x_1, x_2, x_3] \quad (4.1)$$

Складемо таблиці числових значень поділених різниць, розрахованих за поданим рівнянням (4.1) та даними, взятими з рис.2.1, для різних значень m . Розрахунки подано в табл.4.3 – 4.5.

Таблиця 4.3 – Таблиця поділених різниць ($m = 1,5$)

x	y	Значення перших різниць	Значення других різниць	Значення третіх різниць
0	0,846	$\frac{0,17 - 0,846}{3 - 0} = -0,22533$	$\frac{-0,085 + 0,22533}{5 - 0} = 0,02866$	$\frac{0,02643 - 0,02866}{10 - 0}$
3	0,17	$\frac{0 - 0,17}{5 - 3} = -0,085$	$\frac{0,1 + 0,085}{10 - 3} = 0,02643$	$= -0,000223$
5	0,00	$\frac{0,5 - 0}{10 - 5} = 0,1$		
10	0,50			

Тоді інтерполяційний поліном буде:

$$y = -0,00119x^3 + 0,04785x^2 - 0,40951x + 1.$$

Взявши похідну з цього виразу та прирівнявши її до нуля, визначимо, що

$$y_{\min} = 0,0008265 \text{ при } x = 5,50254.$$

Таблиця 4.4 – Таблиця поділених різниць ($m = 1,0$)

x	y	Значення перших різниць	Значення других різниць	Значення третіх різниць
0	0,576	$\frac{0,08 - 0,576}{4 - 0} = -0,125$	$\frac{-0,015 + 0,125}{6 - 0} = 0,0183$	$\frac{0,0142 - 0,0183}{10 - 0} = -0,00041$
4	0,08	$\frac{0,05 - 0,08}{6 - 4} = -0,015$		
6	0,05	$\frac{0,33 - 0,05}{10 - 6} = 0,07$	$\frac{0,07 + 0,015}{10 - 4} = 0,0142$	
10	0,33			

Тоді інтерполяційний поліном буде:

$$y = -0,00041x^3 + 0,0224x^2 - 0,20804x + 0,58.$$

Взявши похідну з цього виразу і прирівнявши її до нуля, визначимо, що

$$y_{\min} = 0,0413 \text{ при } x = 5,36585.$$

Таблиця 4.5 – Таблиця поділених різниць ($m = 0,5$)

x	y	Значення перших різниць	Значення других різниць	Значення третіх різниць
0	0,30	$\frac{0,19 - 0,3}{5 - 0} = -0,022$	$\frac{-0,005 + 0,022}{7 - 0} = 0,00243$	$\frac{0,000334 - 0,00243}{10 - 0} = -0,00021$
5	0,19	$\frac{0,18 - 0,19}{7 - 5} = -0,005$		
7	0,18	$\frac{0,2 - 0,18}{10 - 7} = 0,00667$	$\frac{0,00667 - 0,005}{10 - 5} = 0,000334$	
10	0,20			

Тоді інтерполяційний поліном буде:

$$y = -0,00021x^3 + 0,00495x^2 - 0,0415x + 0,3.$$

Взявши похідну з цього виразу і прирівнявши її до нуля, визначимо, що

$$y_{\min} = 0,1827 \text{ при } x = 7,857.$$

Для $m = 0,08$ маємо $y = 0,171 - 0,0005x$.

Використаємо вирази поділених різниць [78] для створення емпіричних формул у вигляді інтерполяційних поліномів четвертого степеня інтенсивності

розподілу нормальних зусиль вздовж різьби у муфті залежно від параметра m (див. рис.2.1).

Таблиця 4.6 – Таблиця поділених різниць поліному четвертого степеня

$x = \frac{l}{6,0125},$ $0 \leq l \leq 60,125$	$y = nQ,$ $0 \leq n \leq 1$	Значення перших різниць	Значення других різниць	Значення третіх різниць	Значення четвертих різниць
x_0	$y[x_0]$	$y = [x_0, x_1]$	$y = [x_0, x_1, x_2]$	$y = [x_0, x_1, x_2, x_3]$	$y = \begin{bmatrix} x_0, x_1, x_2, \\ x_3, x_4 \end{bmatrix}$
x_1	$y[x_1]$	$y = [x_1, x_2]$	$y = [x_1, x_2, x_3]$	$y = [x_1, x_2, x_3, x_4]$	
x_2	$y[x_2]$	$y = [x_2, x_3]$	$y = [x_2, x_3, x_4]$		
x_3	$y[x_3]$				
x_4	$y[x_4]$				

Зберігши прийняті позначення, запишемо вираз поділених різниць поліному четвертого степеня:

$$\begin{aligned}
 y(x) = & y[x_0] + (x - x_0)y[x_0, x_1] + (x - x_0)(x - x_1)y[x_0, x_1, x_2] + \\
 & + (x - x_0)(x - x_1)(x - x_2)y[x_0, x_1, x_2, x_3] + \\
 & + (x - x_0)(x - x_1)(x - x_2)(x - x_3)y[x_0, x_1, x_2, x_3, x_4].
 \end{aligned} \quad (4.2)$$

Складемо таблиці числових значень поділених різниць, розрахованих за формулою (4.2) та даними, взятими з рис.2.1, для різних значень m . Розрахунки подано в табл. 4.7 – 7.9.

Таблиця 4.7 – Таблиця поділених різниць ($m = 1,5$)

x	y	Значення перших різниць	Значення других різниць	Значення третіх різниць	Значення четвертих різниць
0	0	$\frac{0,57 - 0}{3 - 0} = 0,19$	$\frac{0,065 - 0,19}{5 - 0} =$		
3	0,57	$\frac{0,7 - 0,57}{5 - 3} = 0,065$	$= -0,025$	$\frac{-0,0083 + 0,025}{9 - 0} =$	
5	0,7	$\frac{0,76 - 0,7}{9 - 5} = 0,015$	$\frac{0,015 - 0,065}{9 - 3} =$	$= 0,00185$	$\frac{0,00761 - 0,00185}{10 - 0} =$
9	0,76	$\frac{1 - 0,76}{10 - 9} = 0,24$	$= -0,0083$	$\frac{0,045 + 0,0083}{10 - 3} =$	$= 0,000576$
10	1		$\frac{0,24 - 0,015}{10 - 5} =$	$= 0,00761$	
			$= 0,045$		

Тоді інтерполяційний поліном буде:

$$y = 0,000576x^4 - 0,00794x^3 + 0,0102x^2 - 0,21494x.$$

Таблиця 4.8 – Таблиця поділених різниць ($m = 1,0$)

x	y	Значення перших різниць	Значення других різниць	Значення третіх різниць	Значення четвертих різниць
0	0	$\frac{0,39 - 0}{3 - 0} = 0,13$	$\frac{0,085 - 0,13}{5 - 0} =$		
3	0,39	$\frac{0,56 - 0,39}{5 - 3} = 0,085$	$= -0,009$	$\frac{-0,0033 + 0,009}{9 - 0} =$	
5	0,56	$\frac{0,82 - 0,56}{9 - 5} = 0,065$	$\frac{0,065 - 0,085}{9 - 3} =$	$= 0,00063$	$\frac{0,003757 - 0,00063}{10 - 0} =$
9	0,82	$\frac{1 - 0,82}{10 - 9} = 0,18$	$\frac{0,18 - 0,065}{10 - 5} =$	$\frac{0,023 + 0,0033}{10 - 3} =$	$= 0,000313$
10	1		$= 0,023$	$= 0,003757$	

Тоді інтерполяційний поліном буде:

$$y = 0,000313x^4 - 0,00469x^3 + 0,01323x^2 + 0,1242x.$$

Таблиця 4.9 – Таблиця поділених різниць ($m = 0,5$)

x	y	Значення перших різниць	Значення других різниць	Значення третіх різниць	Значення четвертих різниць
0	0	$\frac{0,34 - 0}{3 - 0} = 0,11333$	$\frac{0,12 - 0,11333}{5 - 0} =$		
3	0,34	$\frac{0,58 - 0,34}{5 - 3} = 0,12$	$= +0,001334$	$\frac{-0,00958 - 0,001334}{9 - 0} =$	
5	0,58	$\frac{0,83 - 0,58}{9 - 5} = 0,0625$	$\frac{0,0625 - 0,12}{9 - 3} =$	$= -0,0012126$	$\frac{0,00444 + 0,0012126}{10 - 0} =$
9	0,83	$\frac{1 - 0,83}{10 - 9} = 0,17$	$\frac{0,17 - 0,0625}{10 - 5} =$	$\frac{0,0215 + 0,00958}{10 - 3} =$	$= 0,000565$
10	1		$= 0,0215$	$= 0,00444$	

Тоді інтерполяційний поліном буде:

$$y = 0,000565x^4 - 0,0108x^3 + 0,06x^2 + 0,0148x.$$

Для $m = 0,08$ маємо $y = 0,1x$.

За формулою (4.2), використавши дані рис.2.1, складемо емпіричні формули у вигляді поліномів четвертого степеня інтенсивності розподілу нормальних зусиль вздовж різьби у трубi залежно від параметра m . Для:

$$m = 1,5 \rightarrow y = -0,000575x^4 + 0,008314x^3 - 0,017664x^2 + 0,179651x + 1;$$

$$m = 1,0 \rightarrow y = -0,000253x^4 + 0,003449x^3 - 0,005862x^2 - 0,13329x + 1;$$

$$m = 0,5 \rightarrow y = -0,000252x^4 - 0,00446x^3 - 0,0211x^2 + 0,074x + 1;$$

$$m = 0,08 \rightarrow y = 1 - 0,1x.$$

На рис.4.4 зображено графіки розподілу: а) дотичних зусиль, які діють на витки різьби; б) нормальних зусиль у муфті; в) нормальних зусиль у трубі.

Для аналізу силових факторів в елементах різьбового з'єднання при розтягнутій трубі і стиснутій муфті взято такі ж обсадні труби діаметром $d = 146$ мм з товщиною стінки $\delta = 10$ мм, як і при аналізі силових факторів при розтягнутих трубі і муфті [47]. У з'єднанні труб використовується різьба конусністю 1:16, з кроком 3,175 мм і з кутом профілю 60° . Розміри труби і муфти різьбового з'єднання взяті такі, як на рис.4.1, а профіль різьби – як на рис.4.2.

Для більш точного розрахунку площ поперечних перерізів F_1^i та F_2^i відповідно труби (1) муфти (2) вздовж різьби (нитки з повним профілем), починаючи від основної площини, як і в п.4.1, взято 20 перерізів (від 0 до 19) з інтервалом, що дорівнює кроку різьби. Приведена схема i -того перерізу різьбового з'єднання з указанням внутрішнього та зовнішнього діаметрів різьби, а також приведеного діаметра, який використовується при обчисленні площ i -того поперечного перерізу труби та муфти взята як на рис.4.3, а чисельні значення указаних вище параметрів – з табл.4.1.

Використаємо вирази поділених різниць [78] для створення емпіричних формул у вигляді інтерполяційних поліномів третього степеня інтенсивності розподілу дотичних зусиль вздовж різьби залежно від параметра m (рис.2.2) при розтягнутій трубі і стиснутій муфті.

Враховуючи таблицю поділених різниць поліному третього степеня (див. табл.4.2) та формулу (4.1), складемо таблиці числових значень поділених різниць, розрахованих за формулою (4.1) та даними, взятими з рис.4.2, для різних значень m .

Розрахунки подано в табл.4.10 – 4.12.

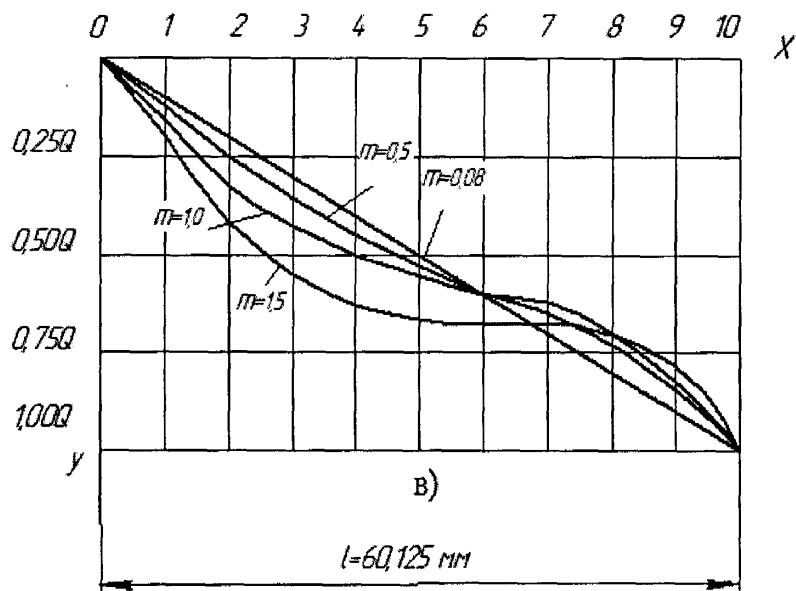
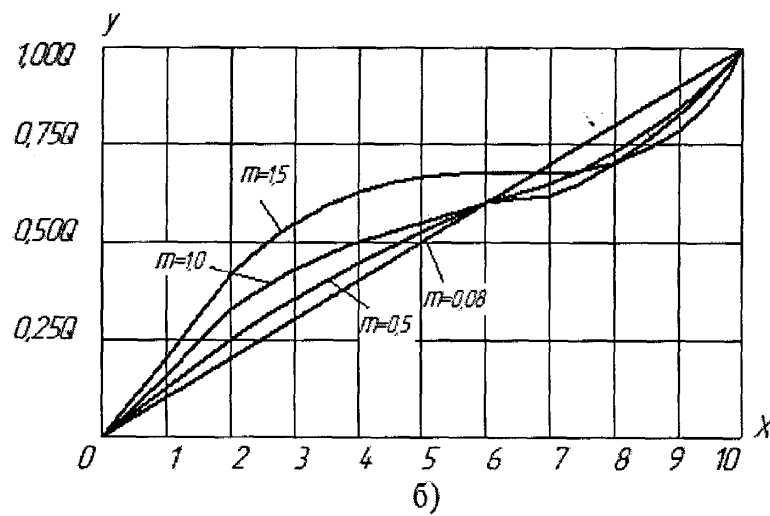
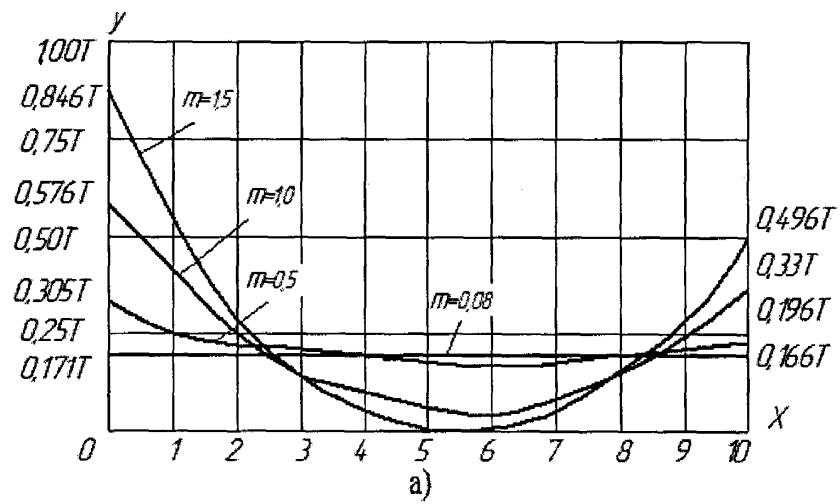


Рисунок 4.4 – Графіки розподілу: а) дотичних зусиль, які діють на витки різьби; б) нормальних зусиль в муфті; в) нормальних зусиль в трубі

Таблиця 4.10 – Таблиця поділених різниць ($m = 1,5$)

x	y	Значення перших різниць	Значення других різниць	Значення третіх різниць
0	1,5	$\frac{0,06 - 1,5}{3 - 0} = -0,3$	$\frac{-0,13 + 0,3}{6 - 0} = 0,02833$	$\frac{0,0111 - 0,02833}{10 - 0} = -0,00172$
3	0,6	$\frac{0,21 - 0,6}{6 - 3} = -0,13$		
6	0,21	$\frac{0,0004 - 0,21}{10 - 6} = -0,0524$	$\frac{-0,0524 + 0,13}{10 - 3} = 0,0111$	
10	0,0004			

Тоді інтерполяційний поліном буде:

$$y = -0,00172x^3 + 0,0438x^2 - 0,41599x + 1,5$$

Таблиця 4.11 – Таблиця поділених різниць ($m = 1,0$)

x	y	Значення перших різниць	Значення других різниць	Значення третіх різниць
0	1,0	$\frac{0,3 - 1,0}{3 - 0} = -0,23333$	$\frac{-0,07666 + 0,23333}{6 - 0} = 0,02611$	$\frac{0,00863 - 0,02611}{10 - 0} = -0,001748$
3	0,3	$\frac{0,07 - 0,3}{6 - 3} = -0,07666$		
6	0,07	$\frac{0,005 - 0,07}{10 - 6} = -0,01625$	$\frac{-0,01625 + 0,07666}{10 - 3} = 0,00863$	
10	0,005			

Тоді інтерполяційний поліном буде:

$$y = -0,001748x^3 + 0,041842x^2 - 0,34312x + 1$$

Таблиця 4.12 – Таблиця поділених різниць ($m = 0,5$)

x	y	Значення перших різниць	Значення других різниць	Значення третіх різниць
0	0,5	$\frac{0,21 - 0,5}{3 - 0} = -0,09666$	$\frac{-0,03666 + 0,09666}{6 - 0} = 0,01$	$\frac{0,00345 - 0,01}{10 - 0} = -0,000655$
3	0,21	$\frac{0,1 - 0,21}{6 - 3} = -0,03666$		
6	0,1	$\frac{0,05 - 0,1}{10 - 6} = -0,0125$	$\frac{-0,0125 + 0,03666}{10 - 3} = 0,00345$	
10	0,05			

Тоді інтерполяційний поліном буде:

$$y = -0,000655x^3 + 0,015895x^2 - 0,13845x + 0,5.$$

Для $m = 0,08$ маємо $y = 0,179 - 0,0019x$.

Використовуючи таблицю поділених різниць інтерполяційних поліномів третього степеня (див. табл.4.2) та формулу (4.9), складемо таблиці числових значень поділених різниць, розрахованих за формулою (4.1) та даними, взятими з рис.2.2, для різних значень m .

Розрахунки подано в табл.4.13 – 4.15.

Таблиця 4.13 – Таблиця поділених різниць ($m = 1,5$)

x	y	Значення перших різниць	Значення других різниць	Значення третіх різниць
0	1,0	$\frac{0,26-1}{2-0} = -0,37$	$\frac{-0,06333+0,37}{5-0} = 0,06133$	$\frac{0,0061662-0,6133}{10-0} = -0,005516$
2	0,26	$\frac{0,07-0,26}{5-2} = -0,06333$		
5	0,07	$\frac{0-0,07}{10-5} = -0,014$	$\frac{-0,014+0,06333}{10-2} = 0,0061662$	
10	0,0			

Тоді інтерполяційний поліном буде:

$$y = -0,005516x^3 + 0,09993x^2 - 0,54782x + 1,0.$$

Таблиця 4.14 – Таблиця поділених різниць ($m = 1,0$)

x	y	Значення перших різниць	Значення других різниць	Значення третіх різниць
0	1,0	$\frac{0,35-1}{3-0} = -0,21666$	$\frac{-0,075+0,21666}{6-0} = 0,02361$	$\frac{0,0625-0,023}{10-0} = -0,001736$
3	0,35	$\frac{0,125-0,35}{6-3} = -0,075$		
6	0,125	$\frac{0-0,125}{10-6} = -0,03125$	$\frac{-0,03125+0,075}{10-3} = 0,00625$	
10	0,0			

Тоді інтерполяційний поліном буде:

$$y = -0,001736x^3 + 0,03921x^2 - 0,31871x + 1,0.$$

Таблиця 4.15 – Таблиця поділених різниць ($m = 0,5$)

x	y	Значення перших різниць	Значення других різниць	Значення третіх різниць
0	1,0	$\frac{0,53-1}{3-0} = -0,15666$	$\frac{-0,09333+0,15666}{6-0} = 0,010555$	$\frac{0,0044-0,010555}{10-0} = -0,000615$
3	0,53	$\frac{0,25-0,53}{6-3} = -0,09333$		
6	0,25	$\frac{0-0,25}{10-6} = -0,0625$	$\frac{-0,0625+0,09333}{10-3} = 0,0044$	
10	0,0			

Тоді інтерполяційний поліном буде:

$$y = -0,000615x^3 + 0,01609x^2 - 0,199425x + 1,0.$$

Для $m = 0,08$ маємо $y = 1 - 0,1x$.

За формулою (4.1), використавши дані рис.2.2, складено емпіричні формули у вигляді інтерполяційних поліномів третього степеня інтенсивності розподілу нормальних зусиль вздовж різьби муфти залежно від параметра m .

Для $m = 1,5$ інтерполяційний поліном буде:

$$y = 0,00339x^3 - 0,068834x^2 + 0,449349x.$$

Для $m = 1,0$ інтерполяційний поліном буде:

$$y = 0,001885x^3 - 0,039742x^2 + 0,308921x.$$

Для $m = 0,5$ інтерполяційний поліном буде:

$$y = 0,0008135x^3 - 0,0201x^2 + 0,219644x.$$

Для $m = 0,08$ маємо $y = 0,1x$.

На рис.4.5 зображено графіки розподілу: а) дотичних зусиль, які діють на витки різьби; б) нормальних зусиль у муфті; в) нормальних зусиль у трубі.

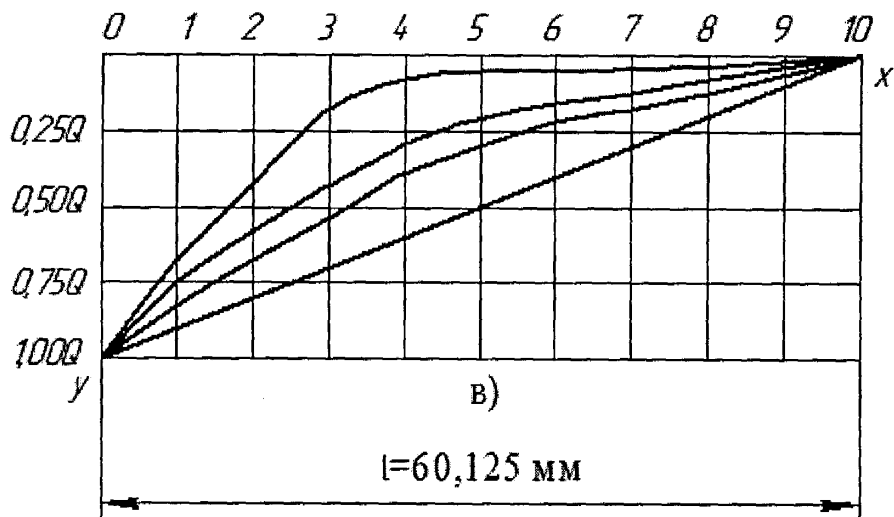
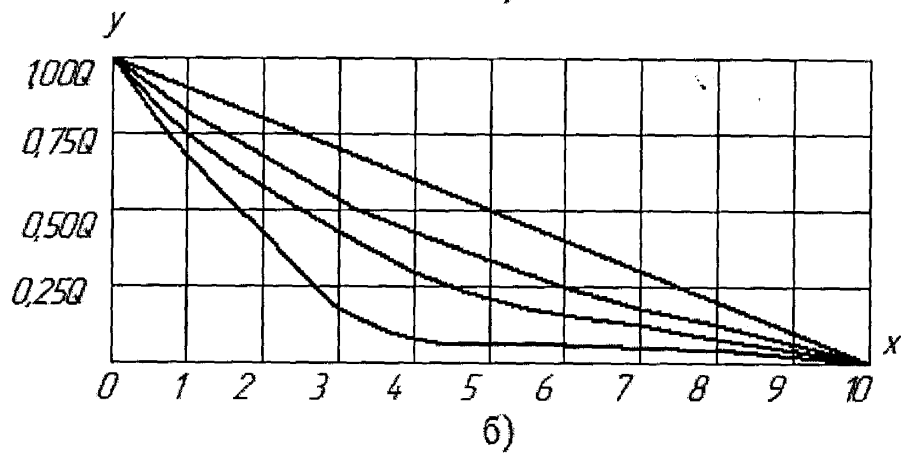
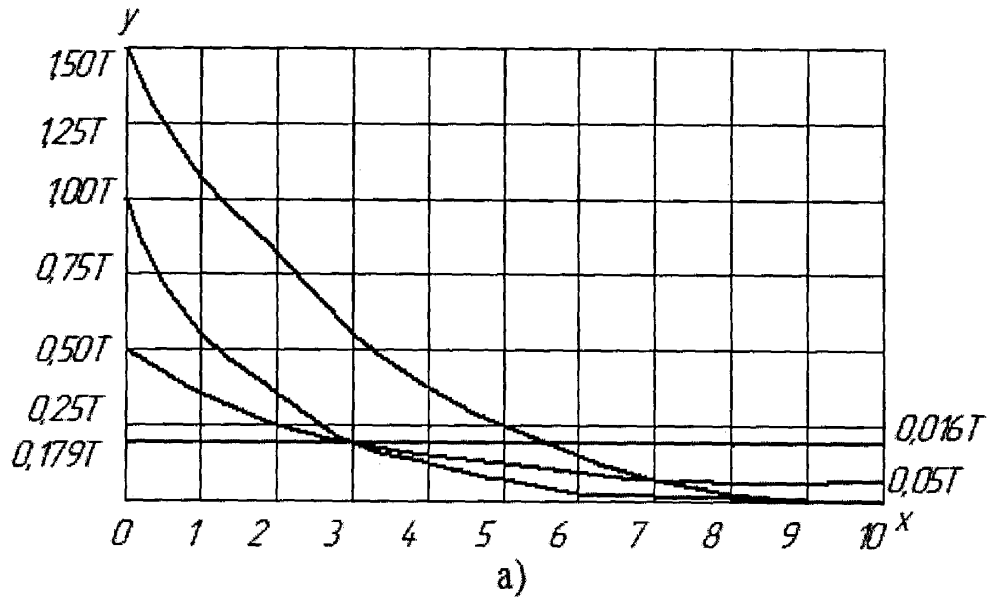


Рисунок 4.5 – Графіки розподілу:
 а) дотичних зусиль, які діють на витки різьби;
 б) нормальних зусиль у муфті; в) нормальних зусиль у трубі.

4.2 Теоретичні дослідження роботи НКТ у свердловинах з ускладненими умовами експлуатації

Як відомо, зовнішній діаметр НКТ менший від внутрішнього діаметра обсадної колони. Це робить можливим поперечні відхилення пружної осі НКТ відносно осі свердловини, що, в свою чергу, спричинятиме виникнення нормальних напружень від згину. Враховуючи специфіку навантаження НКТ, ці напруження можуть носити циклічний характер та ініціювати втомні процеси в матеріалі НКТ, якщо вони значні за величиною.

Сукупна дія силових факторів на колону НКТ (п.1.3) може призводити до значних осьових та радіальних деформацій колони НКТ, які є змінними у часі.

Величина нормальних напружень в поперечному перерізі НКТ в окремих випадках може досягати 0,8 границі текучості металу труб.

На рис.4.6 штрихпунктирною лінією схематично зображено три можливі положення осі НКТ в обсадженої криволінійній ділянці свердловини. Суцільною лінією позначено межі переміщення пружної осі НКТ, які обумовлені обсадними трубами.

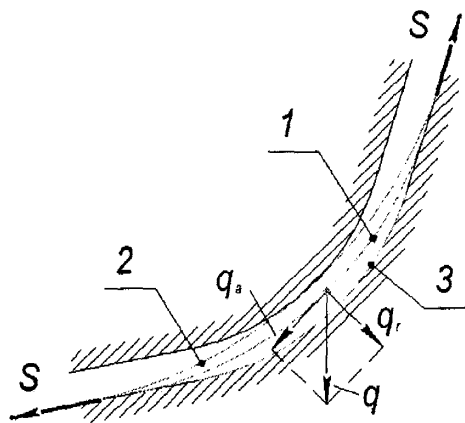


Рисунок 4.6 – Можливі положення осі НКТ

Форма пружної осі, що відповідає кожному із положень, зображених на рис.4.6, передусім залежить від наступних чинників: 1) радіальної складової власної ваги НКТ; 2) осьової складової власної ваги НКТ (тобто сили розтягу від власної ваги – Q_1); 3) сили розтягу Q_2 від колони НКТ, що знаходиться нижче

розглядуваної ділянки свердловини; 4) додаткової сили розтягу Q_3 від стовпа рідини, що перекачується.

Враховуючи специфіку роботи глибиннонасосного устаткування варто відмітити, що у нижньому положенні підвіски штанг сила Q_3 набуває певного значення, про величину якого буде сказано нижче. У верхньому положенні підвіски штанг сила Q_3 рівна нулю.

Позначимо рівнодійну сил Q_1 , Q_2 та Q_3 через Q . У загальному випадку величина Q може набувати двох значень, які відповідають відповідно нижньому та верхньому положенням підвіски штанг

$$Q = Q_{max} = Q_1 + Q_2 + Q_3,$$

або

$$Q = Q_{min} = Q_1 + Q_2.$$

Розглянемо на прикладі методику розрахунку для визначення умов, при яких колона НКТ буде займати те чи інше із положень, що зображені на рис.4.6.

Нехай маємо колону НКТ з наступними характеристиками (згідно з ГОСТ 633–80):

- зовнішній діаметр $d = 89 \text{ мм}$;
- товщина стінки $h = 6,5 \text{ мм}$;
- вага одиниці довжини труби $q = 129,4 \text{ Н / м}$.

При цьому використано обсадну колону із труб зовнішнім діаметром $D = 140 \text{ мм}$ та товщиною стінки $h_1 = 6,2 \text{ мм}$ (згідно з ГОСТ 632–80).

Інклінометричні показники криволінійної ділянки свердловини наступні:

- довжина вздовж осі свердловини $L = 120 \text{ м}$;
- зенітний кут на початку $\alpha_1 = 0^0$;
- зенітний кут на закінченні $\alpha_2 = 12^0$;
- інтенсивність викривлення по зенітному куту $i = 1^0/10 \text{ м}$;
- радіус кривизни $R = 191 \text{ м}$.

Для аналізу напружено-деформованого стану скористаємося наступним диференціальним рівнянням пружної осі балки та його розв'язком відповідно

$$EI \frac{dy^{IV}(x)}{dx} - Qy''(x) = -q_r, \quad (4.3)$$

$$y(x) = C_1 \frac{EI}{Q} \exp\left(\sqrt{\frac{Q}{EI}}x\right) + C_2 \frac{EI}{Q} \exp\left(-\sqrt{\frac{Q}{EI}}x\right) + \frac{q_r x^2}{2Q} + C_3 x + C_4, \quad (4.4)$$

де $q_r = q \sin\left(\alpha_1 + \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{2}\right)$ – радіальна складова власної ваги НКТ.

Для визначення невідомих констант C_1, C_2, C_3, C_4 скористаємося системою крайових умов

$$\begin{cases} y(0) = 0 \\ y''(0) = 0 \\ y(l) = 0 \\ y''(l) = 0. \end{cases} \quad (4.5)$$

У даному випадку також невідомими є сила розтягу Q та довжина балки l . Їх визначимо, виходячи із виконання умов (4.6) та (4.7)

$$y'(0) = \psi; \quad (4.6)$$

$$v_1 < y\left(\frac{l}{2}\right) < v_2. \quad (4.7)$$

Тут
$$\psi = \frac{L}{2R}, \quad (4.8)$$

$$v_1 = \frac{R}{\cos\psi} - \frac{l \operatorname{tg}\psi}{2} - R + (D - 2h_1 - d), \quad (4.9)$$

$$v_2 = \frac{R}{\cos\psi} - \frac{l \operatorname{tg}\psi}{2} - R. \quad (4.10)$$

Визначення C_1, C_2, C_3, C_4, Q та l за формулами (4.5) – (4.10) зручно проводити, використовуючи циклічну процедуру, наприклад, у Waterloo Maple.

Використавши вихідні дані, отримаємо, що $Q_{(1)} = 7700 \text{ Н}$. При цьому осьова сила розтягу від власної ваги, що визначена за формулою

$$Q_1 = q_a \cos\left(\alpha_1 + \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{2}\right)l, \quad (4.11)$$

становить $Q_1 = 8487 \text{ Н}$. Якщо замість нерівності (4.7) використати нерівність

$$y\left(\frac{l}{2}\right) < v_1, \quad (4.12)$$

то отримаємо мінімальне значення осьової сили, при якому колона НКТ займе положення № 2 (див. рис.4.6). Для даного випадку маємо $Q_{(2)} = 7800 \text{ Н}$. Якщо ж замість нерівності (4.7) застосувати нерівність

$$v_2 < y\left(\frac{l}{2}\right), \quad (4.13)$$

то отримаємо максимальне значення сили розтягу, за якої вісь НКТ займе положення № 3 (див. рис.4.6): $Q_{(3)} = 7600 \text{ Н}$.

Очевидно, зміна положення осі НКТ відносно осі свердловини відповідно до положення штока глибинного насоса відбуватиметься у випадку виконання системи наступних нерівностей:

$$\begin{cases} Q_{max} \geq Q_{(2)} \\ Q_{min} \leq Q_{(3)}. \end{cases} \quad (4.14)$$

У нашому випадку перша нерівність системи (4.14) виконується, а друга – ні. І це навіть без врахування сил Q_2 та Q_3 . Отже, можемо зробити висновок: за даних умов колона труб НКТ буде контактувати із верхньою частиною криволінійного стовбура (положення №2 на рис.4.6). Періодична зміна осьової сили, зумовлена рухом штока глибинного насоса, не призводитиме до появи змінних напружень згину у поперечному перерізі НКТ.

У свою чергу нормальні напруження згину для кожного із положень пружної осі (див. рис.4.6) можемо визначити за наступними формулами (величини для даного прикладу подано у дужках):

положення № 1:

$$\sigma_{max} = EI \frac{y(0,5l)}{W}; \quad (\sigma_{max} = 20,4 \text{ МПа});$$

положення № 2:

$$\sigma_{max} = \frac{E d}{2R - (D - 2h_1)}; \quad (\sigma_{max} = 16,3 \text{ МПа});$$

положення № 3:

$$\sigma_{max} = \frac{E d}{2R + (D - 2h_1)}; \quad (\sigma_{max} = 16,3 \text{ МПа}).$$

Розглянемо наступний приклад. Він повністю аналогічний до попереднього за виключенням того, що зенітний кут на початку $\alpha_1 = 30^\circ$, а зенітний кут на закінченні $\alpha_2 = 42^\circ$. Величини сил розтягу відповідно рівні:

$$Q_{(1)} = 43500 \text{ Н}; \quad Q_{(2)} = 44000 \text{ Н}; \quad Q_{(3)} = 43000 \text{ Н}.$$

При цьому, згідно із формулою (4.11), $Q_1 = 6546 \text{ Н}$. Як бачимо, в даному випадку виконання системи (4.14) можливе, якщо

$$\begin{cases} Q_2 + Q_3 \geq Q_{(2)} - Q_1 \\ Q_2 \leq Q_{(3)} - Q_1, \end{cases}$$

або, підставивши чисельні значення

$$\begin{cases} Q_2 + Q_3 \geq 37454 \text{ Н} \\ Q_2 \leq 36454 \text{ Н}. \end{cases} \quad (4.15)$$

Отже, за даних умов періодична зміна осьової сили, зумовлена рухом штока глибинного насоса, може призвести до появи змінних напружень згину у поперечному перерізі НКТ, якщо сили Q_2 та Q_3 задовольнятимуть систему (4.15).

Величини нормальних напружень згину можемо визначити по аналогії до попереднього прикладу:

положення № 1: $\sigma_{max} = 20,3 \text{ МПа};$

положення № 2: $\sigma_{max} = 16,3 \text{ МПа};$

положення № 3; $\sigma_{max} = 16,31 \text{ МПа}.$

Розглянемо застосування методики на прикладі свердловини №93 Довбушансько-Бистрицького родовища (профіль зображено на рис.4.7).

Починаючи від гирла до вибою свердловина складається з наступних ділянок:

- 1) прямолінійна; довжина $L_1 = 206,5 \text{ м}$, зенітний кут $\alpha_1 = 0^0$;
- 2) криволінійна; довжина $L_2 = 25 \text{ м}$, зенітний кут на початку $\alpha_{21} = 0^0$, зенітний кут на закінченні $\alpha_{22} = 4,5^0$, інтенсивність викривлення $1,8^0 / 10 \text{ м}$;
- 3) прямолінійна; довжина $L_3 = 774,2 \text{ м}$, зенітний кут $\alpha_3 = 4,5^0$;
- 4) криволінійна; довжина $L_4 = 75 \text{ м}$, зенітний кут на початку $\alpha_{41} = -4,5^0$, зенітний кут на закінченні $\alpha_{42} = 7,6^0$, інтенсивність викривлення $1,6^0 / 10 \text{ м}$;
- 5) прямолінійна; довжина $L_5 = 230,3 \text{ м}$, зенітний кут $\alpha_5 = 7,6^0$;
- 6) прямолінійна; довжина $L_6 = 1603 \text{ м}$, зенітний кут $\alpha_6 = 4,6^0$.

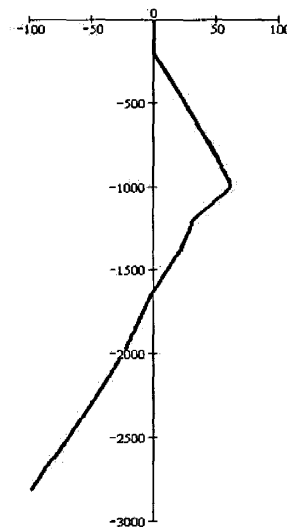


Рисунок 4.7 – Зведена інклінограма свердловини № 93 Довбушансько-Бистрицького родовища

Проаналізуємо, чи можливе виникнення змінних нормальних напружень згину у поперечному перерізі НКТ, які знаходяться у криволінійних інтервалах.

Розглянемо перший. Розрахунок за формулами (4.3) – (4.13) дає наступні величини $Q_{(1)} = 20 \text{ Н}$, $Q_{(2)} = 40 \text{ Н}$, $Q_{(3)} = 0 \text{ Н}$. Розрахунок за формулою (4.11) дає

$Q_1 = 4963$ Н. Визначимо величину Q_2 . Для цього існує ціла низка розрахункових методів, наприклад [97], різних за складністю та відповідністю реальним умовам. Проте скористаємося найбільш простим, який застосовується також і для бурильних труб [98], тобто

$$Q_2 = L_3 q g \cos \alpha_3 + L_5 q g \cos \alpha_5 + L_6 q g \cos \alpha_6.$$

Згідно із заданими величинами $Q_2 = 336067$ Н.

Визначимо силу Q_3 . Для цього скористаємося важливою властивістю теоретичної штангової динамограми (рис. 4.8). Відстань між відрізками AG та BB вздовж осі P чисельно рівна вазі стовпа перекачуваної рідини, яка діє на прийомний клапан.

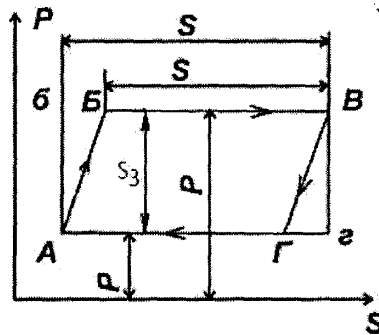


Рис. 4.8 – Теоретична штангова динамограма

Вигляд реальної динамограми для даної свердловини зображено на рис.4.9. Як бачимо, форма динамограми дещо відрізняється від теоретичної. По-перше, вона трохи повернута за годинниковою стрілкою. Це зумовлено дією сил інерції. По-друге, сторони паралелограма є криволінійними через закономірні та випадкові коливання колони штанг.

Отже, $Q_3 = 14091$ Н (див. рис.4.9). При підставленні чисельних даних у систему (4.14) не виконується її друге рівняння. Відтак НКТ не зазнаватимуть змінних навантажень згину. Нормальні напруження у поперечному перерізі НКТ позначимо так: а) згину ($\sigma_{зг}$); б) розтягу мінімальне ($\sigma_{p_{min}}$); в) розтягу максимальне ($\sigma_{p_{max}}$).

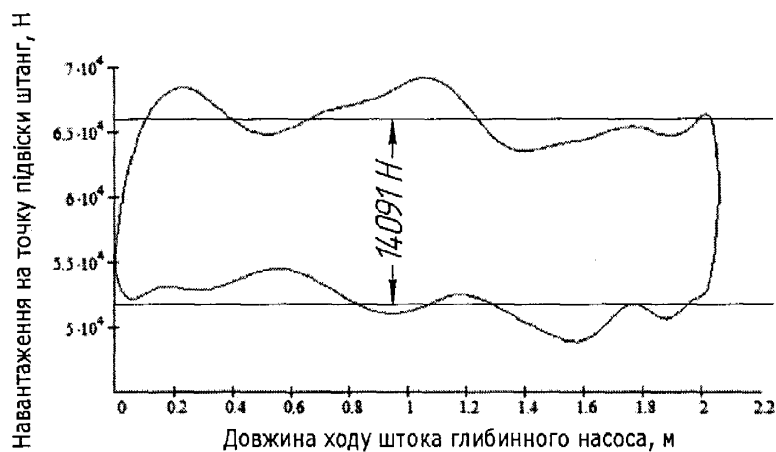


Рисунок 4.9 – Динамограма зміни навантаження точки підвісу штанг

Розглянемо другий криволінійний інтервал. Розрахунковий алгоритм повністю аналогічний до попереднього випадку. Згідно із формулами (4.3) – (4.13) маємо: $Q_{(1)} = 1000 \text{ Н}$; $Q_{(2)} = 1100 \text{ Н}$; $Q_{(3)} = 900 \text{ Н}$. Сила розтягу від власної ваги згідно із формулою (4.11) становить $Q_1 = 6129 \text{ Н}$. Значення Q_2 рівне

$$Q_2 = L_5 q g \cos \alpha_5 + L_6 q g \cos \alpha_6.$$

Після підстановки чисельних даних маємо $Q_2 = 236226 \text{ Н}$. Величина Q_3 така ж, як і у попередньому прикладі. Оскільки у системі (4.14) знову ж таки не виконується друга нерівність, в даному криволінійному інтервалі колона НКТ не зазнаватиме змінних навантажень згину. Отримані значення напружень рівні: $\sigma_{32} = 26,3 \text{ МПа}$; $\sigma_{p_{min}} = 140,2 \text{ МПа}$; $\sigma_{p_{max}} = 148,6 \text{ МПа}$.

Як бачимо із вищевикладеного матеріалу, під час експлуатації колона НКТ піддається дії змінного навантаження як в осьовому, так і, за певних умов, радіальному напрямку. Розрахунок показує, що у криволінійних ділянках свердловин, які знаходяться ближче до устя, а зенітні кути не набувають значних величин, домінуючим навантаженням є осьовий розтяг із змінною амплітудою та суттєвим коефіцієнтом асиметрії циклу, який, до речі, зменшується у напрямку до вибою. Так, для проаналізованої у прикладі розрахунку свердловини, коефіцієнт асиметрії для першої криволінійної ділянки (див. рис. 4.7) рівний $R = 0,96$, а для другої (див. рис. 4.7) – $R = 0,94$.

Для криволінійних ділянок, які знаходяться ближче до вибою, величина статичної складової осьового розтягу зменшується порівняно із змінною. Додатково на таких ділянках можуть виникати змінні напруження згину. Розрахунок показав, що для розглядуваної свердловини (№ 93 Довбушансько-Бистрицького родовища) умови експлуатації НКТ не викликать змінних напружень згину в жодній із двох криволінійних ділянок. Проте, якщо б, наприклад, розглянути умовну криволінійну ділянку, для якої б виконувалася система умов (4.15), то величини напружень були б наступними: $\sigma_{zg} = 20,3 \text{ МПа}$; $\sigma_{роз_{min}} = 24,7 \text{ МПа}$; $\sigma_{роз_{max}} = 30,6 \text{ МПа}$.

В даному випадку $R = 0,81$, а величина напружень від згину співрозмірна з величиною напружень від розтягу.

4.3 Оцінка залишкового експлуатаційного ресурсу НКТ в умовах свердловинної корозії

Оцінка базується на всебічному дослідженні взірців НКТ, що вивчаються, яка містить металографічну оцінку структури сталі, її дефектність і забрудненість неметалевими включеннями, оцінку механічних властивостей досліджуваного металу, оцінку корозійної сумісності НКТ зі свердловинними середовищами, особливо при видобуванні сланцевого газу.

Металографічні дослідження дозволяють виявити вплив іонного об'єму у солевому середовищі на зміну структури металу, його зерновий склад, наявність розшарувань і порожнин під поверхневої корозії, рівень забрудненості в порівнянні з еталонно-нормативними значеннями для цього типу сталей [103].

Дослідження на міцність взірців призначені для виявлення відхилень параметрів міцності сталей під дією експлуатаційних факторів в умовах свердловини і свердловинних мінералізованих рідин. Зменшення показників міцності порівняно з нормативними значеннями є основою для уточнення допустимих умов для подальшої експлуатації корозійно-пошкоджених НКТ. Уточнення стосується визначення обмеженої глибини їх спуску в свердловину на

основі фактично виміряних параметрів міцності металу і фактичної площі несучого перерізу труби [104].

Фактична площа несучого перерізу корозійно-пошкоджених труб визначається за відомим виразом із врахуванням зменшення зовнішнього D_3 і внутрішнього D_6 діаметрів за рахунок корозії:

$$F_\phi = 0,785 \left[\left(D_3 - 2 \cdot h_{к.(з)} \right)^2 - \left(D_6 + 2 \cdot h_{к.(в)} \right)^2 \right], \quad (4.16)$$

де $h_{к.(з)}$, $h_{к.(в)}$ – глибина корозійного пошкодження стінок труби, відповідно зовнішньої і внутрішньої.

Глибина корозійного пошкодження h_k стінки труби визначається як середньозважена величина з виразу

$$h_k = \frac{3,955 \cdot V_F^{im} \cdot D_3}{\rho_{\partial yz(z)} \cdot (D_3 - D_6) \cdot z},$$

де V_F^{im} – ймовірне найбільше значення об'єму корозійного пошкодження обстежених труб;

$\rho_{\partial yz(z)}$ – довжина дуги вздовж зовнішньої стінки елемента;

z – висота елемента.

Отримане значення F_ϕ доцільно порівняти з критичною площею $F_{кр}$ перерізу труби, при досягненні якої вона вважається непридатною до подальшого використання. Відповідно до вимог допустиме потоншення δ_δ стінки труби не повинно переважати 25% або $\delta_\delta = 0,25 \delta_{cm}$.

Тоді аналогічно з (4.24) критична площа перерізу НКТ складе:

$$F_{кр} = 0,785 \cdot \left[\left(D_3 - \frac{0,25 \cdot \delta_{cm}}{2} \right)^2 - \left(D_6 + \frac{0,25 \cdot \delta_{cm}}{2} \right)^2 \right]$$

Відношення F_ϕ до $F_{кр}$ є запасом надійності корозійно-пошкоджених труб НКТ по несучому перерізі, при цьому повинна виконуватися умова

$$K_n = \frac{F_\phi}{F_{кр}} \geq 1. \quad (4.17)$$

При виконанні умови (4.17) проводять розрахунок допустимої глибини спуску труб відповідно до рекомендацій АНІ і з врахуванням факторів корозії, які впливають на зміну структурних і міцнісних властивостей металу труб.

Значення допустимої глибини спуску корозійно-пошкоджених НКТ приймається найменшим із розрахункових результатів, які отримані:

- за напруженнями в тілі труби

$$L_m = \frac{0,95 \cdot \sigma_{\epsilon \min}}{k_m \cdot k_{\sigma\epsilon} \cdot \rho_{ст} \cdot g}; \quad (4.18)$$

- за зусиллям вириву різьби у муфтовому з'єднанні

$$L_{\epsilon} = \frac{0,95 \cdot F_p \cdot L_p}{k_m \cdot k_{зм} \cdot F_{тр} \cdot \rho_{ст} \cdot g} \cdot \left(\frac{4,988 \cdot D_3^{-0,59} \cdot \sigma_{\epsilon \min}}{0,5 \cdot L_p + 0,14 \cdot D_3} + \frac{\sigma_{m \min}}{L_p + 0,14 \cdot D_3} \right); \quad (4.19)$$

- за зусиллям розриву труби в перерізі останнього витка різьби

$$L_p = \frac{0,95 \cdot F_p \cdot \sigma_{\epsilon \min}}{k_m \cdot k_p \cdot F_{тр} \cdot \rho_{ст} \cdot g} \quad (4.20)$$

У формулах (4.18, 4.19, 4.20) використано такі умовні позначення:

$\sigma_{\epsilon \min}, \sigma_{m \min}$ – мінімальні значення границь міцності та текучості відповідно;
 k_m – коефіцієнт обважнення труби за рахунок муфти; $k_{\sigma\epsilon}, k_{зм}, k_p$ – коефіцієнти запасу на статичну міцність, змінання і навантаження розтягу відповідно;
 $\rho_{ст}$ – густина сталі; g – прискорення сили тяжіння; $F_{тр}, F_p$ – площі несучого перерізу в тілі труби і під останнім повним витком різьби відповідно;
 L_p – довжина різьби, що знаходиться в зачепленні.

Оцінка залишкового ресурсу корозійно-пошкоджених НКТ передбачає чотири підходи:

1) метод ймовірнісного розрахунку залишкового ресурсу на основі статистичних вимірювань початкової товщини стінок труб; у цьому випадку значення залишкового ресурсу визначається як різниця

$$R_{зал.} = t - t_{к.},$$

де $t_{к.}$ – час, протягом якого труба піддавалась корозії;

$$t = \frac{t_{\kappa} \cdot \sqrt{1 - [1 - q(\tau)]^2}}{\sqrt{1 - [1 - q(\tau_n)]^2}} - \text{розрахунковий час безвідказної роботи нового виробу}$$

при умові, що $q(\tau)$ – вірогідність відмови в момент часу τ , при якому максимальне із заміряних товщин стінок $\delta_{i \max}$ зменшиться до допустимого значення $\delta_{\text{доп.}}$ при виконанні умови

$$q(\tau) = \frac{\delta_{i \max} - \delta_{\text{доп.}}}{\delta_{i \max}},$$

а $q(\tau_n)$ – ймовірність відмови у момент часу τ_n , при якому відбувається повне руйнування зразка і виконується умова

$$q(\tau_n) = \frac{\delta_{i \max} - \delta_{i \min}}{\delta_{i \min}},$$

причому $\delta_{i \min}$ – мінімальне із заміряних значень товщин стінок у статистичній виборці.

Виконавши нескладні перетворення, отримаємо вираз для прогнозного розрахунку залишкового ресурсу корозійно-пошкоджених НКТ:

$$R_{\text{зал.}} = t_{\kappa} \cdot \left(\frac{\sqrt{1 - [1 - q(\tau)]^2}}{\sqrt{1 - [1 - q(\tau_n)]^2}} - 1 \right) \quad (4.21)$$

2) розрахунок залишкового ресурсу $R_{\text{зал.}}$ на основі вимірювання глибини h_{κ} корозійного пошкодження поверхонь труб; в цьому випадку значення залишкового ресурсу визначається за формулою

$$R_{\text{зал.}} = \frac{h_{\text{зал.}}}{\nu_{\kappa}}, \quad (4.22)$$

де $h_{\text{зал.}}$ – товщина залишкового шару металу, допустимого для потоншення стінки труби, визначається так

$$h_{\text{зал.}} = \frac{0,875 \cdot \delta_n - \delta_{\text{доп.}} - 2 \cdot h_{\kappa}}{2} \quad (4.23)$$

У цій формулі: $0,875 \cdot \delta_n$ – імовірна мінімальна товщина стінки ($0,875$ – коефіцієнт, що враховує стандартне граничне відхилення на товщину стінки, яке

дорівнює 12,5%); δ_n – номінальна товщина стінки; $\delta_{доп.} = 0,75 \cdot \delta_n$ – допустима товщина стінки труби, при якій зберігається її несуча властивість; h_k – виміряна глибина корозійного руйнування стінки труби; v_k – швидкість корозії, яка визначається з умови її пропорційності за період t_k корозійної дії, визначається так:

$$v_k = h_k / t_k. \quad (4.24)$$

Розв'язавши сумісно (4.22), (4.23), (4.24), отримуємо вираз для розрахунку залишкового ресурсу корозійно-пошкоджених НКТ

$$R_{зал.} = t_k \cdot (0,0625 \cdot \delta_n - h_k) \cdot h_k^{-1}; \quad (4.25)$$

3) розрахунок залишкового ресурсу корозійно-пошкоджених НКТ на основі лабораторних досліджень швидкості корозії трубних зразків; у цьому випадку значення залишкового ресурсу $R_{зал.}$ визначиться з виразу

$$R_{зал.} = \frac{0,0625 \cdot \delta_n - h_k}{v_{к.лаб.}}, \quad (4.26)$$

де $v_{к.лаб.}$ – виміряна швидкість корозії трубних зразків в лабораторних умовах.

4) розрахунок залишкового ресурсу за результатами втомних випробувань.

Таким чином, оцінка залишкового експлуатаційного ресурсу корозійно-пошкоджених НКТ базується на основі імовірнісного підходу з умовою статистичних вимірювань початкової товщини стінок труб, а також на основі прямого вимірювання глибини корозійного пошкодження за період корозійної дії у різноманітному пластово-свердловинному середовищі.

Висновки до розділу 4

1. На основі проведеного розрахунку силових факторів в елементах різьбових з'єднань при різних способах навантаження побудовано графіки розподілу дотичних зусиль, які діють на витки різьби, і нормальних зусиль в трубі та муфті. Отримано емпіричні формули у вигляді поліномів третього та четвертого степенів інтенсивності розподілу нормальних зусиль по довжині різьби.

2. Розроблено та на конкретному прикладі підтверджено явище виникнення нормальних напружень від згину у зв'язку з відхиленням пружної осі НКТ відносно осі свердловини. Враховуючи специфіку навантаження НКТ при глибинно-насосному способі експлуатації, ці напруження носять циклічний характер та ініціюють втомні процеси в матеріалі НКТ.

3. Запропоновано теоретичний підхід до оцінки залишкового експлуатаційного ресурсу корозійно-пошкоджених НКТ у різноманітному пластово-свердловинному середовищі.

РОЗДІЛ 5

ПІДВИЩЕННЯ МІЦНОСТІ ТА ГЕРМЕТИЧНОСТІ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ ОБСАДНИХ ТА НАСОСНО-КОМПРЕСОРНИХ КОЛОН

5.1 Розроблення удосконаленого муфтового з'єднання обсадних труб

Втрата працездатності обсадної колони пов'язана з втратою необхідної міцності та герметичності її муфтових різьбових з'єднань [105]. Навіть при повній відповідності геометричних параметрів різьбових з'єднань стандартам у таких з'єднаннях виникає широке розсіювання силових параметрів взаємодії, які не витримують експлуатаційних навантажень на обсадну колону у свердловині.

Виявлено тенденцію до прихованого зниження міцності і герметичності різьбових з'єднань обсадних труб і муфт при повній відповідності їх геометричних параметрів стандарту, оскільки останній не регламентує вимоги згинчування із заданим крутним моментом. Вимога, щоб торець муфти співпадав з кінцем різьби труби, є ненадійним критерієм працездатності з'єднання. Тому треба шукати нові технічні рішення для підвищення надійності та забезпечення міцності і герметичності з'єднань, підвищувати працездатність муфтових з'єднань обсадних труб конструкторсько-технологічними методами.

Важливими завданнями для забезпечення надійності з'єднань обсадних колон є: вірний вибір ущільнюючих мастил чи спеціальних герметиків, вибір тампонажних розчинів і процесу цементування свердловин, створення необхідного пружного натягу у різьбових з'єднаннях.

Високу ефективність та найвищі технічні показники при кріпленні та експлуатації свердловин у складних гірничо-геологічних умовах та в похило-скерованих і горизонтальних свердловинах [106,107] показали високогерметичні різьбові з'єднання з вузлом ущільнення типу метал-метал, але вони мають окремі експлуатаційні вади. Тому підвищення міцності та герметичності обсадних колон на основі удосконалення з'єднань з вбудованим вузлом ущільнення є актуальною і перспективною задачею.

У світовій промисловій практиці високогерметичні різьбові з'єднання набули широкого застосування, наприклад, у Росії утворився окремий клас “Преміум” з'єднань труб з металічними ущільненнями.

Конструкція високогерметичних з'єднань включає конічні різьби трапецієвидного профілю, ущільнення типу метал-метал і упорні торці. Високоміцні різьби типу ОТТМ і поширеного у світі типу Buttress (відповідно до стандартів Американського нафтового інституту API 5CT і API 5B) витримують набагато більші осьові та згинальні навантаження, ніж трикутні різьби. Проте конструктивно ці різьби не виконують ущільнювальної функції.

Герметизація указаних з'єднань відбувається завдяки вбудованому ущільненню. Принцип його роботи полягає у тому, що при згвинчуванні різьби зовнішня ніпельна поверхня труби входить з радіальним натягом у внутрішню поверхню муфти і на площі їх контакту виникають напруження стиску. Ущільнюючі поверхні можуть мати таку форму: внутрішня – конус, циліндр; зовнішня – конус або опукла поверхня (сфера, бочкоподібна). Крім ОТТГ спряження конус-конус мають ущільнення фірми Hydril (США): CTS, CTS-4, RB, FJ, Super FJ, FJ-40, EU, Tripleseal; фірми Societe Valures (Франція): VAM, VAM AF, VAM AT-AF, Nev VAM; фірми Nippon Steel (Японія): NS-CC та інші. Опуклу форму ніпеля мають ущільнення Extreme Line, Tenaris Blue, Antares MS, BDS, NK-3SB тощо. В ущільненнях KS Bear, FOX у спряження входять опукла і увігнута поверхні. В ущільненнях фірми Atlas Bredford (США) TS-4S, Jj-4S, FL-4S, Jj-3SS розміщені тефлонові кільця.

Збільшенням моменту згвинчування досягають контактних напружень на упорних плоских або у формі зворотного конуса торцях, основною функцією яких є обмеження згвинчування і досягнення точного осьового позиціонування поверхонь різьби і ущільнення із заданими натягами. Проте значні осьові розтяги, на які розраховані з'єднання “Преміум”, зменшують торцеву взаємодію або розкривають стик. Разом з тим, при завищенні напружень можливий розлад торцевих ущільнень у викривлених свердловинах [50].

Виготовлення з'єднань з ущільненням метал-метал пов'язане з низкою високих технологічних умов: ускладнена конструкція, вони вимагають підвищеної точності нарізання та взаємного розміщення ущільнюючих, різбових та упорних поверхонь. Це необхідно для їх одночасної узгодженої взаємодії і досягнення заданих натягів у з'єднанні, оскільки натяги у різьбі та в ущільненні суттєво впливають один на одного [50,52].

Такі з'єднання чутливі до недотримання встановлених крутних моментів, особливо до їх перевищення. Доцільно зауважити, що в умовах використання на промислах для згвинчування обсадних труб ключів з високими робочими зусиллями, виникають пластичні деформації упорних поверхонь різьб і торців цих з'єднань, що відчутно знижує рівень їх міцності на розтяг. Саме у місцях пластичних деформацій у першу чергу проходить корозійне руйнування металу при наявності агресивних компонентів у свердловині.

У похило-скерованих і горизонтальних свердловинах найбільш ефективні ущільнення з опуклою поверхнею ніпеля. Але таке спряження має меншу площу контакту, вимагає більшого радіального натягу і досягає високих контактних напружень. Швидке настання пластичних деформацій, крім корозії, веде до відхилень форми поверхонь, зменшення натягу, порушення герметичності, погіршення умов повторного згвинчування.

Нами запропоновано пристрій для герметизації муфтових з'єднань обсадних труб [51], які використовуються при спорудженні та експлуатації свердловин в умовах високих внутрішніх тисків. Пристрій захищений патентом на корисну модель.

Задача, яка ставилась при створенні цієї корисної моделі – підвищити працездатність пристрою за рахунок зростання міцності герметизуючої втулки шляхом зменшення і розподілення деформацій втулки на всю її довжину та підвищення герметичності контакту втулки з трубою завдяки збільшенню його площі і надійності зчеплення.

Поставлена задача вирішується тим, що поверхні втулки і товщина її стінок криволінійно змінюються по її довжині, а форма торців втулки і торців труб

вибирається незалежно плоскою, конічною, опуклою або увігнутою, при чому конічна форма торця відрізняється від плоскої на кут, тангенс якого не перевищує величину коефіцієнта тертя між торцями втулки і труби.

Виконання пристрою із втулкою, у якої поверхні та товщина стінки криволінійно змінюються по її довжині, утворюючи поверхні другого і четвертого порядків, забезпечує при згвинчуванні з'єднання деформування кожної криволінійної ділянки і тим самим розподілення деформацій на всю довжину втулки. Завдяки цьому на окремих ділянках виникають менші за величиною і пружні за характером деформації, які не досягають значень залишкових пластичних деформацій. Це підвищує міцність втулки і вона може забезпечити герметичність з'єднання при вищих внутрішніх тисках. Відсутність пластичних деформацій втулки дозволяє згвинчувати з'єднання до досягнення його необхідної міцності, а також відновлення форми і розмірів втулки після розгвинчування з'єднання та її повторне використання.

Виконання контактних торців втулки і труб плоскої, конічної, опуклої або увігнутої форми та незалежний її вибір для втулки і труб дозволяють утворювати найбільш працездатне з'єднання залежно від заданих експлуатаційних умов, розмірів з'єднання і матеріалів його деталей. Так, конічна форма торців забезпечує більшу площу їх контакту порівняно з плоскою і тим самим вищу герметичність з'єднання. Поєднання опуклого і увігнутого торців теж створює більшу площу контакту і разом з тим при деформації втулки дозволяє поворот її стінки відносно торця труби за рахунок проковзування. Це зменшує величину згинальних деформацій стінки втулки, що підвищує її міцність. У випадку контакту конічного і плоского торців між ними спочатку утворюється кутовий зазор, який при подальшому загвинчуванні з'єднання зменшується аж до повного контакту торців по усій площі за рахунок згинальних деформацій і повороту стінки втулки. Це теж зменшує величину деформацій, які припадають на стінки втулки, і підвищує її міцність.

Виконання конічної форми торця такою, що відрізняється від плоскої на кут, тангенс якого не перевищує величину коефіцієнта тертя між торцями втулки і

труби, забезпечує краще зчеплення торців, тому що при такому значенні кута сила тертя між торцями завжди перевищує поперечну складову сили їх взаємодії, яка виникає внаслідок нахилу конічного торця і намагається змістити торець втулки відносно труби.

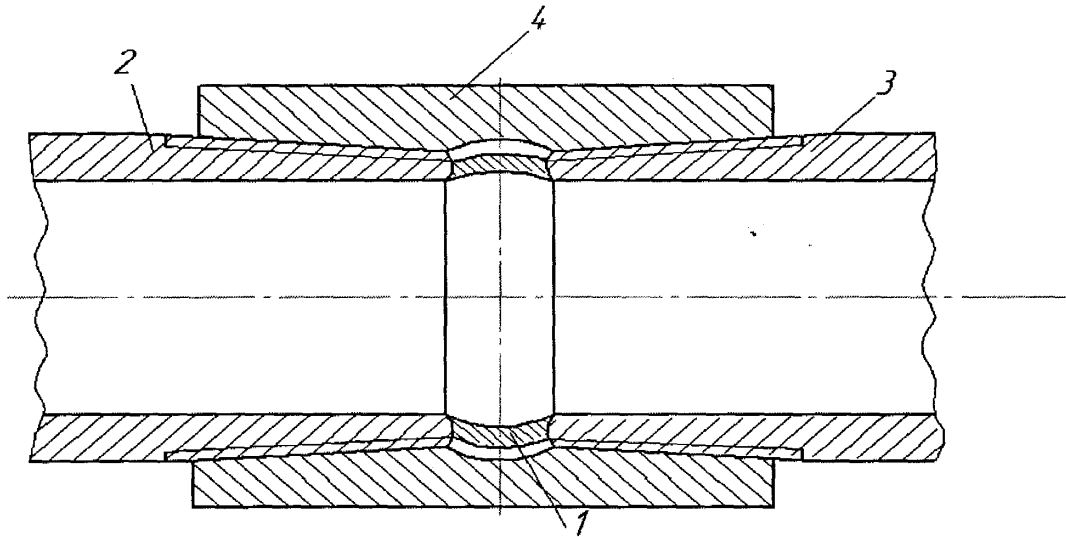
На рис.5.1 зображено загальний вигляд запропонованого пристрою, встановленого у муфтовому з'єднанні труб. Варіанти виконання поверхонь герметизуючої втулки показано на рис.5.2, а на рис.5.3 – варіанти контакту втулки і труби з торцями різної форми.

Пристрій для герметизації муфтових з'єднань труб (див.рис.5.1) складається з втулки 1, що встановлюється між торцями труб 2 і 3, які з'єднані муфтою 4. Поверхні втулки і товщина її стінок криволінійно змінюються по її довжині (див.рис.5.2). Втулка може містити одну або кілька криволінійних ділянок, що чергуються по довжині, і може бути виготовлена з матеріалу, відмінного від матеріалу труб. У з'єднанні торці *A, B, C, D* герметизуючих втулок контактують з торцями труб (рис.5.3). Як було сказано вище, форма торців втулки і труб може бути плоскою, конічною, опуклою або увігнутою, та вибирається незалежно для втулки і для труб. Вибрана конічна форма торця відрізняється від плоскої на кут α , тангенс якого не перевищує величину коефіцієнта тертя між торцями втулки і труби (рис.5.3,в).

Пристрій працює наступним чином (рис.5.1). При згвинчуванні муфтового з'єднання труби 2 і 3 переміщуються назустріч одна одній і стискають втулку 1, внаслідок чого її стінки деформуються. Завдяки їх криволінійній формі і змінній товщині ці деформації відбуваються у вигляді згину і повороту окремих ділянок стінки і розподіляються по усій довжині втулки. При цьому торці герметизуючої втулки 1 притискаються до торців труб 2 і 3, що забезпечує герметизацію з'єднання. Вибір конічної форми торців забезпечує більшу площу їх контакту і вищу герметичність з'єднання порівняно з плоскою формою торців. Поєднання опуклого і увігнутого торців теж має більшу площу контакту, а при деформації втулки дозволяє поворот і проковзування її стінки відносно торця труби. Кутовий зазор, який утворюється у випадку контакту конічного і плоского

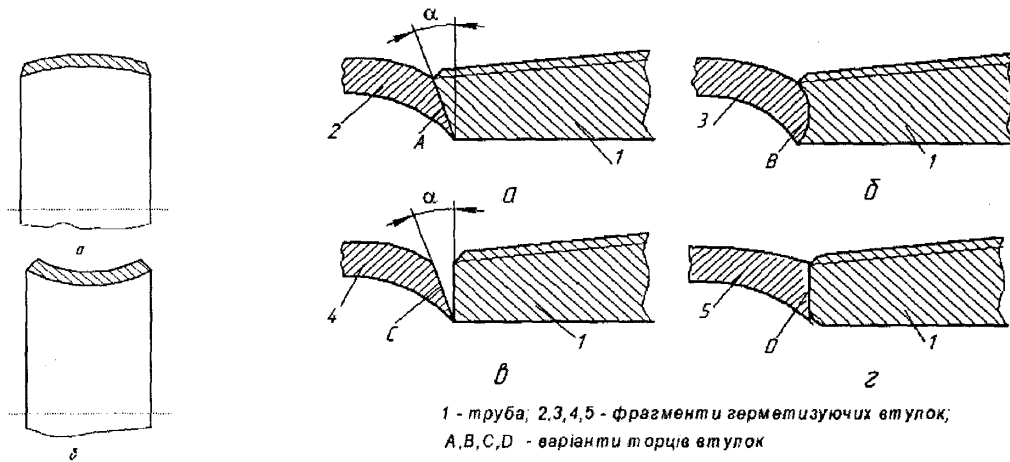
торців, при згвинчуванні з'єднання зменшується аж до повного контакту торців по усій площі за рахунок згину і повороту стінки втулки.

Економічна ефективність запропонованого пристрою для герметизації муфтових з'єднань труб слідує із простоти його виготовлення та підвищення міцності втулки, герметичності і надійності з'єднання при його згвинчуванні і при роботі в умовах високих тисків нафтових і газових свердловин.



1 - герметизуюче кільце; 2,3- труби; 4 - муфта

Рисунок 5.1 – Загальний вигляд пристрою для герметизації муфтових з'єднань труб



1 - труба; 2,3,4,5 - фрагменти герметизуючих втулок;
A,B,C,D - варіанти торців втулок

Рисунок 5.2 – Варіанти виконання поверхонь герметизуючої втулки

Рисунок 5.3 – Варіанти контакту втулки і труби

5.2 Методика дослідно-промислових випробувань удосконалених муфтових з'єднань обсадних труб

Дослідно-промислова перевірка удосконаленого муфтового з'єднання труб була проведена на трубній базі нафтогазовидобувного управління "Долина нафтогаз" (м. Долина Івано-Франківської обл.), про що свідчить акт впровадження результатів розробок:

1) на стенді для пневматичних і гідравлічних випробувань трубопровідної арматури DN10-400 мм, $P_{\max} = 105 \text{ МПа}$ у вертикальному положенні;

2) на стаціонарній установці У-700 виробництва Сизранського заводу "Нефтемашремонт" (м. Сизрань, Росія), 1987 року випуску, заводський номер №23 (далі по тексту "Установка").

1. Стенд для пневматичних ($P_{\text{пр.}}$ до 0,6 МПа) і гідравлічних випробувань трубопровідної арматури DN10 – 400 мм, $P_{\max} 105 \text{ МПа}$ у вертикальному положенні ПКТБА-СИ-1 (далі по тексту "Стенд").

Стенд призначений для проведення гідравлічних та пневматичних досліджень фланцевої трубопровідної арматури DN10 – 400 мм пробним тиском $P_{\text{пр.}}$ до 45 МПа. Номенклатура фланцевої арматури, установка якої можлива на стенд, приведена в табл.5.1. Допускається використання стенду для випробувань арматури з патрубками під приварювання. Максимальні тиски випробувань для арматури різних типорозмірів приведені в табл.5.2.

Таблиця 5.1 – Номенклатура фланцевої арматури

Арматура, що випробовується	
DN, мм	PN, МПа (кгс/см ²)
10, 15, 20, 25, 32, 40, 50, 80, 100, 150, 200	до 25 (250)
250	до 16 (160)
300	до 10 (100)
350	до 8,0 (80)

Таблиця 5.2 – Максимальні тиски випробувань

Номінальний діаметр арматури DN, мм	Максимальний тиск випробувань, МПа (кгс/см ²)
10, 15, 20, 25, 32, 40, 50, 80, 100, 150	до 45,0 (450)
200	до 37,5 (375)
250	до 25,5 (255)
300	до 18,0 (180)

Стенд забезпечує проведення таких випробувань згідно з ГОСТ 5762-2002 “Задвижки на номинальное давление не более $PN\ 250$ ”:

- на міцність і густину матеріалу деталей і зварних швів, які працюють під тиском;
- на герметичність відносно зовнішнього середовища;
- на герметичність затвора.

Стенд складається із станини 1 (рис.5.4) із встановленими на ній ємністю 2 і столом 3. На столі встановлені прихвати 4 і змонтований гідроциліндр затиску 5. Механізм переміщення прихватів 6 призначений для одночасного підводу прихватів до виробу, що затискається, або їх відводу. В отворах столу встановлені стійки 7 і 8 із вмонтованою на них траверсою 9. В центральному отворі траверси встановлений гвинт 10. На бічній поверхні траверси встановлений привід переміщення гвинта 10. Керування гідроциліндром затиску проводиться з панелі керування ПГС. Керування переміщенням гвинта проводиться з переносного пульта управління 12. Електропривід стенда розміщений у шафі 13. На штоці гідроциліндра і центральному гвинті встановлюються змінні столи для випробувань 14 і 15. Контроль і управління процесом випробувань проводиться з ПГС, на лицьових панелях якої встановлені органи управління і прилади контролю.

Експериментальний зразок складається з опорного фланця 1 (рис.5.5) з привареним до нього ніпелем, муфти 2, набору герметизуючих кілець 3, ніпеля 4. Фланець експериментального зразка з угвинченою муфтою встановлюється на нижній змінний стіл стенду, що знаходиться на штоці гідроциліндра, і затискається трьома прихватами (рис.5.6). У муфту вставляється герметизуюче кільце, яке затискається ніпелем. Верхній стіл, що встановлений у центральному гвинті траверси, підводиться до ніпеля і через самоущільнюючі гумові манжети притискає експериментальний зразок до нижнього столу стенду.

Через гідравлічну систему стенду всередину експериментального зразка подається рідина. Далі вмикається насос високого тиску до досягнення величини випробувального тиску, який встановлюють за стандартом залежно від діаметра і

товщини стінки труби та групи міцності сталі. Після його досягнення електроконтактний манометр вимикає насос. З'єднання витримують під тиском заданий час, спостерігаючи за отвором, просвердленим на поверхні муфти у місці встановлення герметизуючого кільця, щодо наявності чи відсутності ознак негерметичності різьбового з'єднання (підтікання через отвір рідини). Після чого вмикають випускний клапан, який скидає тиск.

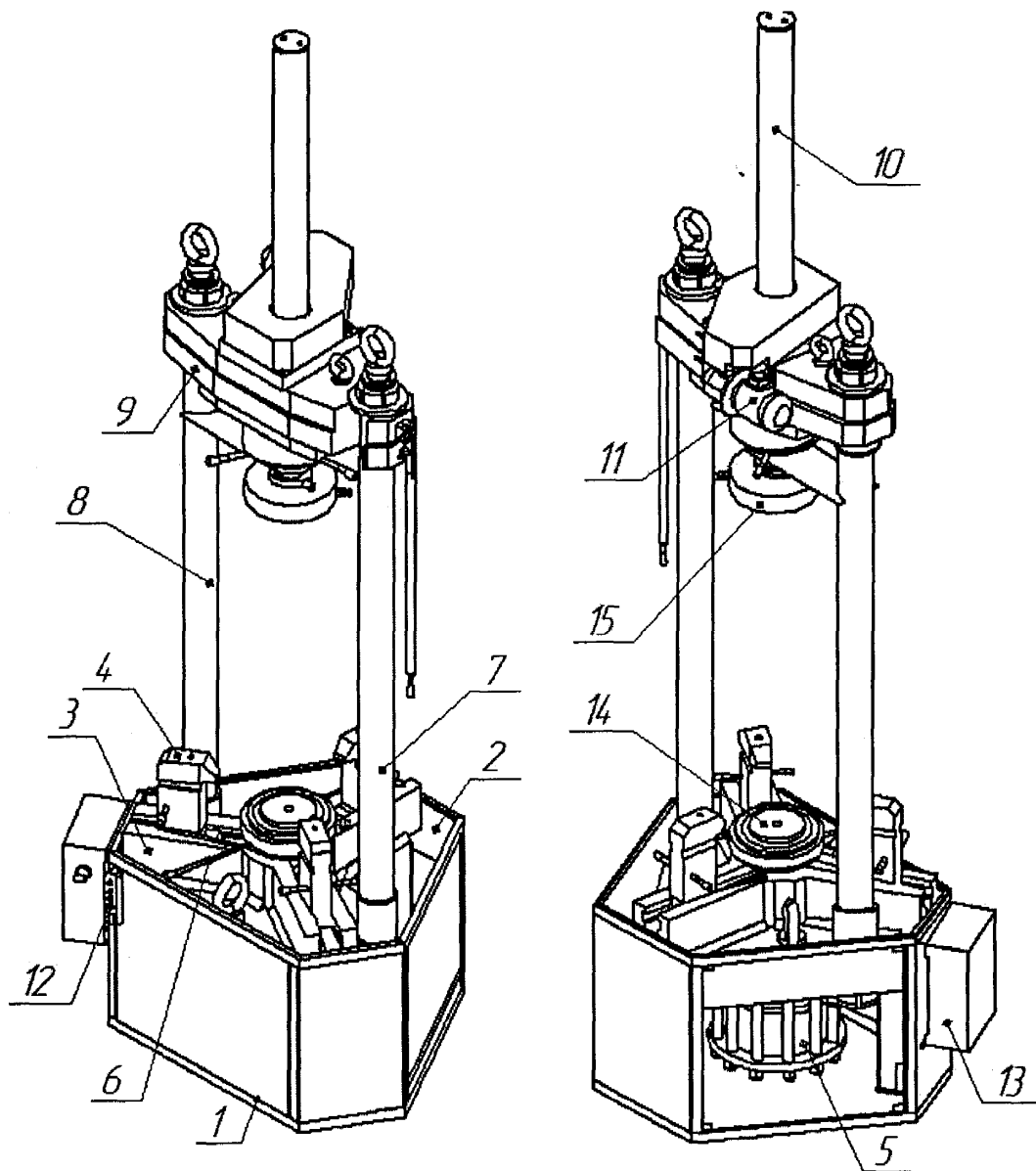
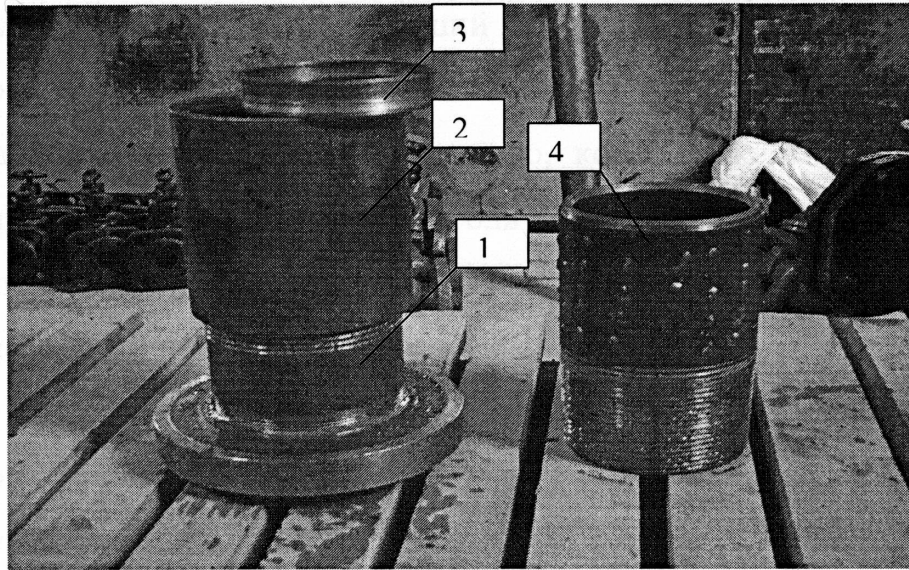


Рисунок 5.4 – Стенд для пневматичних і гідравлічних випробувань трубопровідної арматури у вертикальному положенні



1 – фланець; 2 – муфта; 3 – герметизуюче кільце; 4 – ніпель
Рисунок 5.5 – Експериментальний зразок

Таблиця 5.3 – Основні технічні характеристики стенду

1.	Максимальне зусилля затиску, кН. (тс)	1600 (160)
2.	Мінімальний діаметр фланця, що затискається, мм	135
3.	Максимальний діаметр фланця, що затискається, мм	670
4.	Максимальна товщина фланця, що затискається, мм	92
5.	Відстань між столами для випробувань, мм максимальна	1180
	мінімальна	120
6.	Відстань між стійками на просвіт, мм	730
7.	Робоче середовище гідроциліндра затиску	масло індустріальне
8.	Тиск в гідросистемі затиску, МПа, не більше	22,5
9.	Швидкість переміщення верхнього стола для випробувань, м/хв.	0,4
10.	Встановлена потужність, кВт	1,1
11.	Габаритні розміри, мм: довжина	1437
	ширина	1050
	висота при максимальній відстані між столами	3805
12.	Маса, кг: стенду без змінних частин	2550
	комплекту змінних частин	410
	повного комплекту	2960

Для встановлення запасу надійності та герметичності удосконалених з'єднань при опресуванні задавали найбільший допустимий тиск, що обмежений можливістю стенда.

Опресувальний тиск задавали поступово, контролюючи його манометром, проводячи при цьому візуальний контроль з'єднання згідно з інструкцією про порядок опресування. За висновками фахівців, цього часу цілком достатньо для виявлення негерметичності різьбового з'єднання.

Далі у зворотньому порядку експериментальний зразок розбирається. Герметизуюче кільце замінюється на кільце іншого профілю і експеримент повторюється.

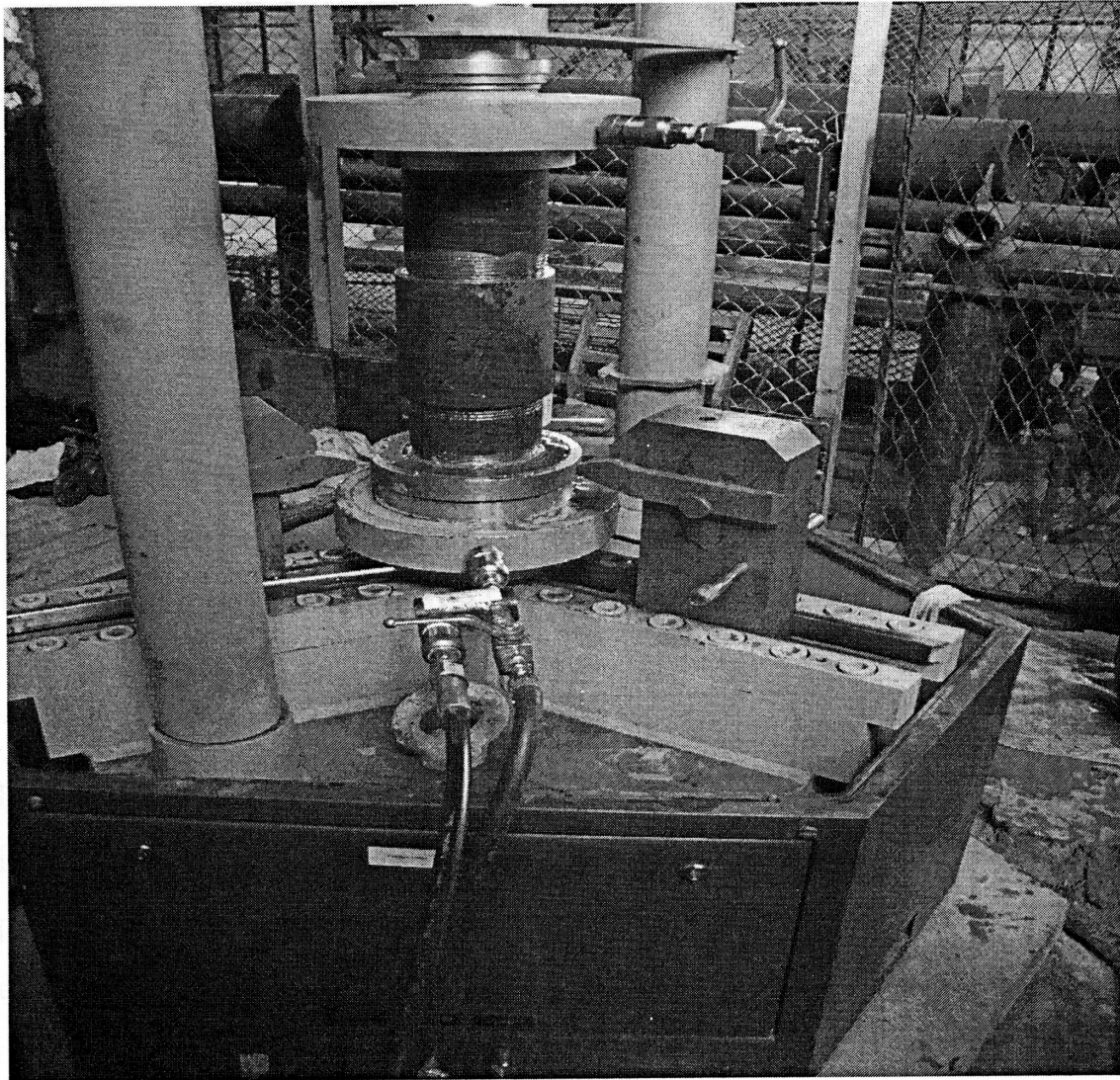


Рисунок 5.6 – Загальний вигляд стенду з експериментальним зразком

2. *Стационарна установка У-700 виробництва Сизранського заводу “Нефтемашремонт” (м.Сизрань, Росія), 1987 року випуску, заводський номер №23 (далі по тексту “Установка”).* Вона відповідає вимогам НПАОП 11.1-1.20-03 “Правила безпеки у нафтогазовидобувній промисловості України”.

Установка призначена для гідравлічних випробувань труб і їх муфтових з’єднань на герметичність і міцність методом опресування внутрішнім тиском. Її основні технічні характеристики подані в табл.5.4. Вона складається з таких основних частин (рис.5.7): механічна система, гідросистема, пневмосистема, комплект головок для опресування і заглушок, контрольно-вимірювальні прилади і апаратура, пульт керування.

Гідросистема призначена для створення високого тиску всередині труби і муфти. Вона включає ємність з водою для роботи у замкнутому циклі, відцентровий насос для заповнення труби водою, насос і трубопроводи високого тиску, запобіжний і зворотний клапани. Високий випробувальний тиск створює триплунжерний насос 1.3Т-4/63 Д2 А3. Найбільш відповідальним вузлом є головки для опресування і заглушка, які призначені для герметизації ніпельного і муфтового кінців труби, передавання високого тиску у порожнину труби та випуску повітря. Їх герметичність забезпечують самоущільнюючі гумові манжети. Пневмосистема призначена для приводу важелів і механізмів установки для переміщення труб на випробувальній ділянці. Вона містить компресор і трубопроводи стисненого повітря, пневморозподільвачі, пневмоциліндри.

Для досліджень були використані промислові зразки муфтових з’єднань труб ОТТГ діаметрами 146 мм (товщина стінок 9,5 і 10,7 мм) та 168 мм (товщина стінки 10,6 мм) груп міцності сталі Е виготовлені за стандартом [60] та комплект герметизуючих кілець. Ці типорозміри обсадних труб ОТТГ найчастіше застосовують у свердловинах для експлуатаційних колон, оскільки саме до їх з’єднань ставлять підвищені вимоги щодо надійності, міцності та герметичності.

Перед опресуванням труби і муфти перевіряють візуально, а їх різьби – калібрами відповідно до стандарту [60].

Таблиця 5.4 – Основні технічні характеристики гідравлічної випробувальної установки У-700

Характеристика	Одиниці вимірювання	Показник
Опресувальна рідина		вода
Робочий випробувальний тиск, не більше	МПа (кгс/см ²)	63 (640)
Діаметри труб, що випробовуються	мм	114...324
Довжина труб, що випробовуються	м	5...13
Номінальна споживана потужність	кВт	90
Керування	-	дистанційне
Продуктивність установки	труб./год.	11...50
Насос низького тиску		ЗКМ-6
- тип насоса	-	відцентровий
- продуктивність	м ³ /с (м ³ /год.)	9,7×10 ⁻³ (35)
- максимальний робочий тиск	МПа (кгс/см ²)	0,49 (5)
Насос високого тиску		1.3Т-4/63 Д2 АЗ
- тип насоса	-	плунжерний
- продуктивність	м ³ /с (м ³ /год.)	1,1×10 ⁻³ (4)
- максимальний робочий тиск	МПа (кгс/см ²)	63 (640)
Крутний момент відгвинчування заглушок	Нм (кгс м)	196 (20)
Габаритні розміри установки:		
- довжина	м	20
- ширина	м	5
- висота	м	2,5
Маса установки	кг	17300

Порядок проведення випробувань наступний.

Із цеху підготовлені труби 1 (див.рис.5.7) подають рольгангом, ролики 2 якого мають індивідуальний привід, на установку до упора 3 з кінцевим вимикачем.

Пневмоскидувач 4 підіймає труби на стелаж – накопичувач 5. Звідси їх по черзі подають на робочу ділянку 6. Тут механізм згвинчування, який має систему обертових роликів 7, розміщених через кожні 2 м, надає трубі обертового і поступального руху. Завдяки цьому ніпельний кінець труби загвинчується у нерухому головку для опресування 8.

Далі у муфту, що угвинчена у трубу, вставляється герметизуюче кільце, загвинчується заглушка 9 за допомогою механізму з ланцюговим приводом. Механізм змонтовано на підвісному візку 10, який може переміщуватися по напрямній балці на потрібну довжину труби. Його обладнано запобіжною

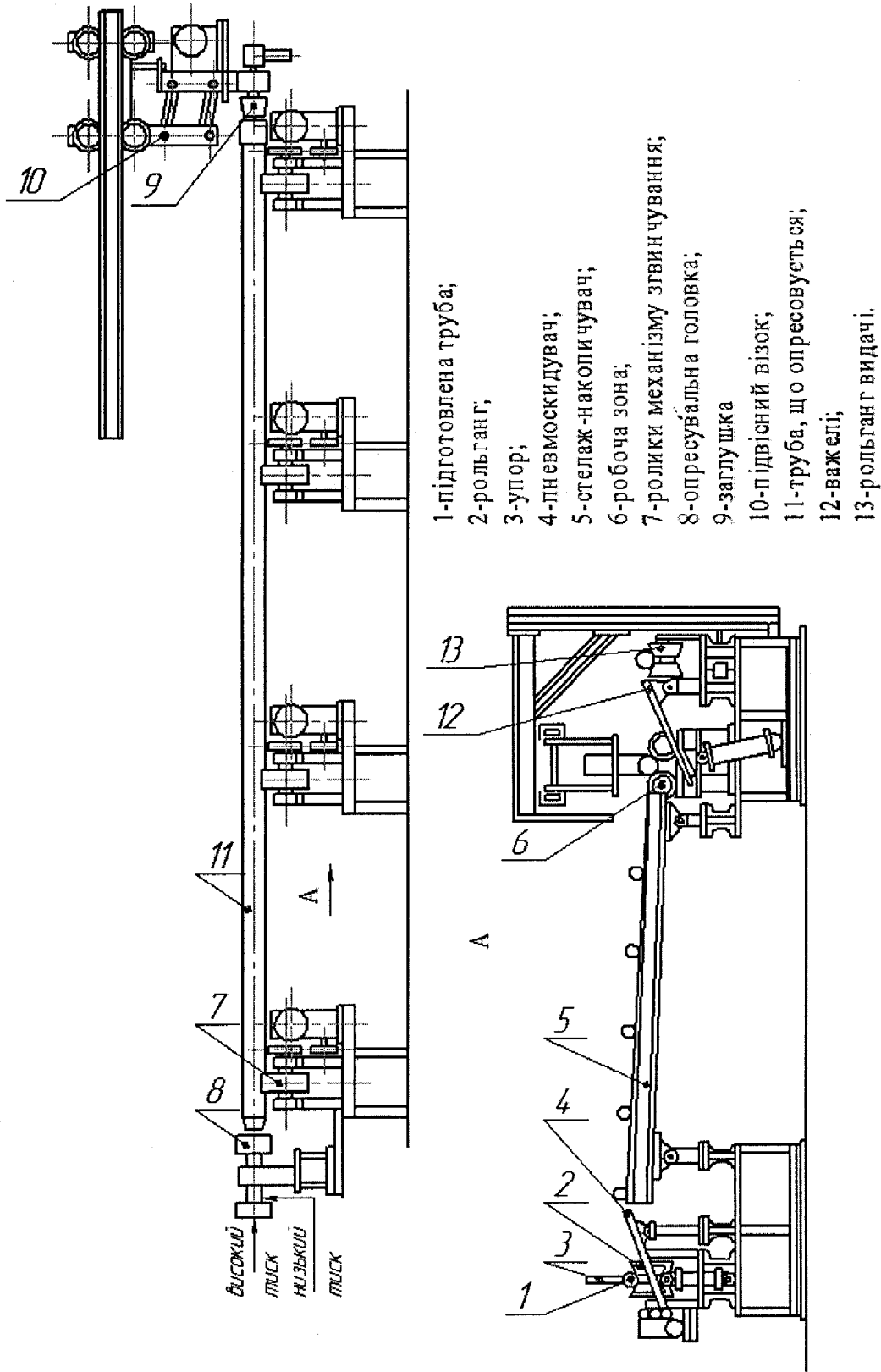


Рисунок 5.7 - Установка У-700 для гідравлічних випробувань обсадних труб

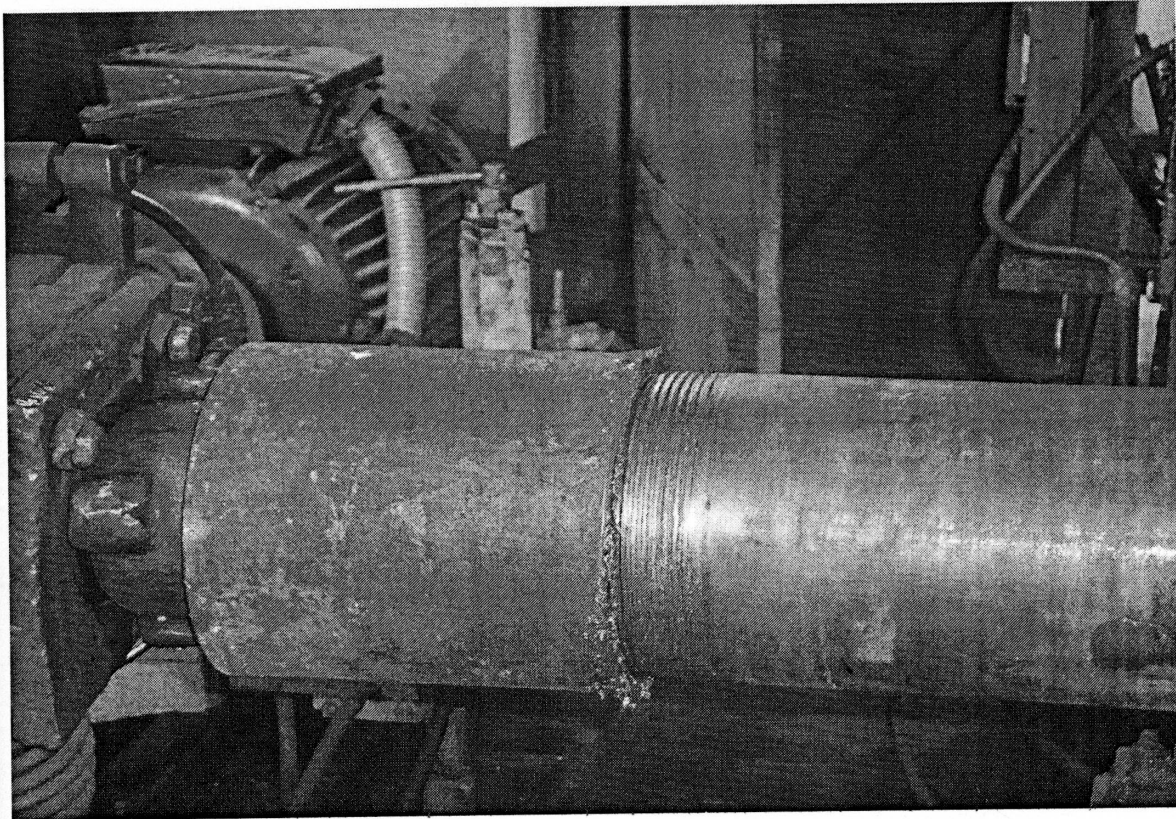


Рисунок 5.8 – Фрагмент промислового випробування

муфтою для обмеження крутного моменту. При цьому момент розгвинчування може досягатися більший, ніж момент загвинчування.

Після згвинчування опресувального комплекту труба 11 відцентровим насосом заповнюється рідиною. Вона нахилена під кутом $1^{\circ} \dots 2^{\circ}$ у бік головки 8 для кращого видалення повітря через автоматичний випускний клапан у заглушці 9, який закривається після заповнення труби і витіснення повітря.

Далі вмикається насос високого тиску. Випробувальний тиск встановлюють за стандартом [60] залежно від діаметра і товщини стінки труби та групи міцності сталі. Після його досягнення електродатчик манометр вимикає насос. З'єднання витримують під тиском заданий час, після чого вмикають випускний клапан, який скидає тиск.

Далі трубу відгвинчують від заглушки і головки та важелями 12 подають на рольганг видачі 13, яким вона забирається з установки. При цьому важелі діють на обмежувач стелажа 5, який подає чергову трубу на ролики 7 механізму згвинчування. Решта труб посуваються на один крок до робочої ділянки.

5.3 Втомні дослідження різьбових з'єднань насосно-компресорних труб

Дослідження [67,109] показали, що газ, який виходить з підземного сховища газу, викликає значні поперечні коливання НКТ, які призводять до аварійності.

На основі аналізу даних досліджень можна вважати, що сланцевий газ при виході з продуктивного пласта буде викликати аналогічні процеси в колоні НКТ. Крім того, в умовах довготривалого контакту металу НКТ з свердловинним корозійним середовищем відбувається руйнування НКТ під дією корозії.

Прогнозування опору корозійній втомі з'єднань НКТ, які є різноманітними за розмірами, конструктивній формі, характеру навантаження, є досить складною задачею. Це обумовлено тим, що на опір втомі натурної деталі впливає велика кількість факторів, сукупну роль яких не завжди можна надійно визначити за відомим впливом кожного з них окремо. Між значеннями істинного опору втомного руйнування, навіть ідентичних деталей, існує відчутна різниця [110].

Вірогідність руйнування елементів НКТ у відомих умовах експлуатації можна розрахувати за рівнянням кривої втоми. Насосно-компресорна колона працює в контакті з агресивним середовищем. Крива корозійної втоми не має горизонтальної ділянки, тому довговічність оцінюється обмеженими границями витривалості, які віднесені то тієї або іншої бази [111]. В логарифмічних координатах крива корозійної втоми задовільно описується однією прямою. Існування зламів, угнутостей чи опуклостей на корозійних кривих втоми не є статистично значущими [69].

Таким чином, при відомих параметрах рівняння корозійної втоми можна визначити обмежені границі втоми у всьому реальному діапазоні довговічності.

Відомо, що для сукупності однотипних деталей коефіцієнт кута нахилу кривої втоми є майже постійною величиною, а також має місце деякий розкид границі втоми. Розсіювання за довговічністю визначається функцією нормального розподілу [110].

Параметри кривої втоми і корозійної втоми однотипних деталей має досить тісний зв'язок [110]. Це дозволяє допустити, що умовна границя корозійної втоми однотипних деталей також описується функцією нормального розподілу.

Для вирішення задачі забезпечення безаварійної роботи колони НКТ при видобуванні вуглеводнів, зокрема сланцевого газу, проведено лабораторні дослідження на втому різьбових з'єднань НКТ з умовним діаметром труби 89 мм (група міцності сталі Л, $\sigma_T = (640 - 665) \text{ МПа}$, твердість (200-210) НВ).

Параметри профілю різьбового з'єднання НКТ з гладкими кінцями діаметром 89 мм, що відповідають ГОСТ 633-80, наступні:

- крок різьби – 2,54 мм;
- висота вихідного профілю – 2,200 мм;
- висота профілю – 1,412 мм;
- робоча висота профілю – 1,336 мм;
- кут профілю – 60° ;
- конусність – 1:16.

Дослідження проводились на лабораторній установці, принципова схема якої показана на рис.5.9. Насосно-компресорні труби I і II нерухомо закріплюються в передньому захваті 7 трикулачковим патроном. Інший кінець труби I підтримується заднім захватом 8, а на протилежний кінець труби II установлюється навантажувальна головка 5 з ексцентричною масою 6. Привідний електродвигун 1 забезпечує обертання навантажувальної головки з відцентровою масою, що призводить до виникнення змінних навантажень у небезпечному перерізі труб. За допомогою автомобільної коробки передач 3, що з'єднана з електродвигуном пружною муфтою 2, змінюється частота обертання навантажувальної головки. Навантажувальна головка з'єднується з коробкою передач карданом 4.

Для підрахунку кількості циклів навантаження є необхідні контрольно-вимірювальні прилади, а для аварійного вимикання живлення після руйнування зразка – блокувальна автоматика.

Напруження згину визначаємо за формулою:

$$\sigma_{зг.} = M_{зг.} \cdot \frac{R_{\max}}{I}, \quad (5.1)$$

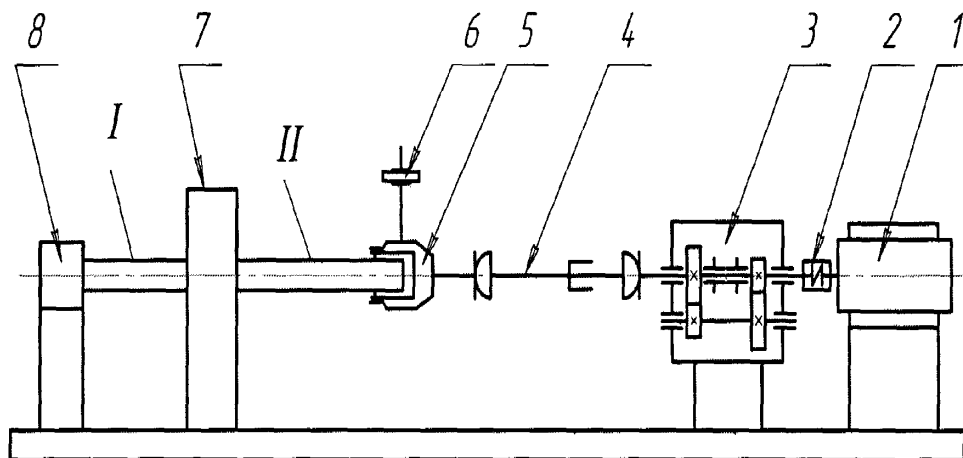


Рисунок 5.9 – Принципова схема лабораторної установки

де $M_{зг.}$ – момент згину, Нм;

R_{max} – відстань від вагового центру перерізу до точки, в якій визначається напруження, м;

I – момент інерції поперечного перерізу, в якому відбувається руйнування.

Для указаної вище труби маємо:

- $D_{вн.} = 83,2 \text{ мм}$ – внутрішній діаметр різьби;
- $d = 75,9 \text{ мм}$ – внутрішній діаметр труби;
- $R_{max} = 83,2/2 = 41,6 \text{ мм}$.

$$\text{Тоді } I = \frac{\pi(D_{вн.}^4 - d^4)}{64} = \frac{\pi(83,2^4 - 75,9^4)}{64} = 145 \cdot 10^3 \text{ мм}^4.$$

Момент згину визначаємо так: $M_{зг.} = P \cdot l$,

де $l = 1,065 \text{ м}$ – плече дії сили для проведених експериментів (постійне);

$P = m \cdot \omega^2 \cdot r$ – відцентрова сила, Н;

m – відцентрова маса, кг;

$\omega = 23,268 \text{ рад./с}$ – кутова швидкість навантажувальної головки; для всіх експериментів постійна;

$r = 0,19 \text{ м}$ – радіус встановлення відцентрової маси; для всіх експериментів постійний.

Тоді $P = 102,866 \cdot m \left(\frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{с}^2} = \text{Н} \right)$, а відповідно

$$M_{зг.} = 109,552 \cdot m \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

Таким чином,

$$\sigma_{зг.} = 31,4414 \cdot m \text{ (МПа)} \quad (5.2)$$

Результати втомних досліджень натурних з'єднань (за методикою роботи [112]) подано у табл.5.5.

На рис.5.10 подано залежність довговічності з'єднань НКТ від величини напружень $\sigma = f(N)$, а на рис.5.11 – цю ж залежність у логарифмічних параметрах $\lg \sigma = f(\lg N)$.

Таблиця 5.5 – Дані експериментів

№ експерименту	Відцентрова маса m , кг	Момент згину $M_{зг.}$, Нм	Кількість циклів навантажування, при якому відбулося руйнування, N , млн.циклів	Напруження, при якому відбулося руйнування σ , МПа	$\lg N$	$\lg \sigma$
1	10,0	1095,500	8,4825	314,400	6,928	2,497
2	10,5	1150,296	3,8534	330,135	6,581	2,519
3	11,5	1259,848	1,4567	361,576	6,162	2,558
4	12,0	1314,624	0,9534	377,297	5,974	2,576
5	12,5	1369,400	0,4123	393,017	5,612	2,594
6	12,7	1387,121	0,3595	399,3	5,556	2,601

За результатами експериментів та розрахунків запропоновані формули (5.3 та 5.4) залежності границі втоми від кількості циклів навантажування. Для цього використано вирази поділених різниць [78] у вигляді інтерполяційних поліноміальних рівнянь п'ятого степеня.

Для $\sigma = f(N)$

$$\sigma = -5,025\lambda^5 + 75,916\lambda^4 - 347,761\lambda^3 + 603,825\lambda^2 - 439,433\lambda + 486,466, \quad (5.3)$$

де $\lambda = N \cdot 10^{-6}$;

для $\lg \sigma = f(\lg N)$

$$\lg \sigma = 403,057 - 10,4518 \cdot \lg N. \quad (5.4)$$

Результати натурних втомних досліджень, що приведені на рис.11, описуються двопараметричним рівнянням у вигляді

$$\lg(\sigma_a)_n = b \lg N + a,$$

де a і b - параметри, які визначаються за результатами натурних втомних випробувань;

$(\sigma_a)_n$ - зведені до симетричного циклу амплітудні напруження асиметричного циклу, МПа;

N - довговічність - кількість циклів до руйнування.

$$(\sigma_a)_n = \sigma_{32} + \psi_{\sigma d} \sigma_p,$$

де σ_{32} - максимальні напруження згину в площині руйнування, МПа;

$\psi_{\sigma d}$ - коефіцієнт чутливості до асиметрії циклу досліджуваної деталі;

σ_p - напруження розтягу (середні напруження циклу) в площині руйнування, МПа.

Двопараметричне рівняння кривої втоми в логарифмічних координатах переважно застосовується для описування корозійно-втомних процесів.

Враховуючи те, що зразки для втомних досліджень різьбових з'єднань НКТ - це відрізки натурних НКТ, які експлуатувались в реальних умовах, де піддавались дії корозійного середовища, а в процесі випробувань в різьбових з'єднаннях протікають процеси фретінг-корозії, то характер їх руйнування відповідає корозійно-втомному механізму. На поверхні руйнування (рис.12) чітко видно зародження кількох корозійно-втомних тріщин, що підтверджує природу руйнування досліджуваного різьбового з'єднання НКТ за корозійно-втомним механізмом. Це дозволяє стверджувати, що використання двопараметричного рівняння кривої втоми в логарифмічних координатах є коректним.

Враховуючи те, що для однотипних деталей, якими і є різьбові з'єднання НКТ одного типорозміру, кутовий коефіцієнт b є сталою величиною, а границя витривалості змінюється від деталі до деталі і визначається розсіюванням

окремих їх значень за законом нормального розподілу. Після статистичної обробки результатів втомних досліджень натурних різьбових з'єднань НКТ

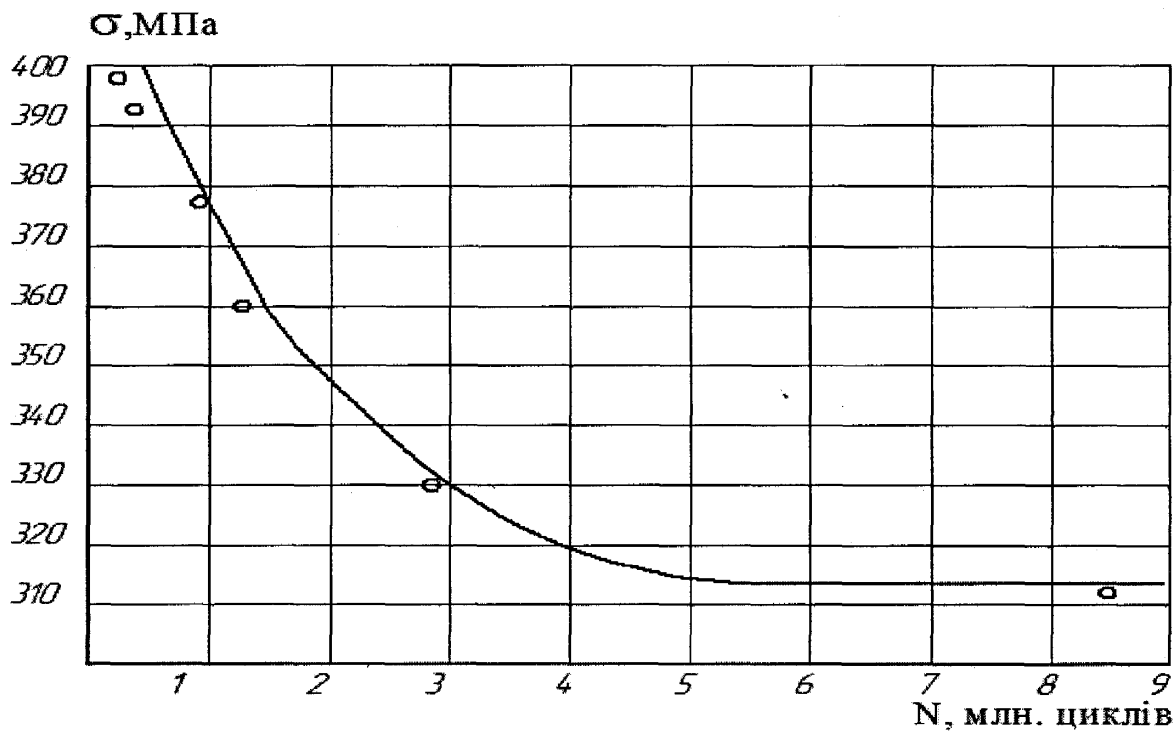


Рисунок 5.10 - Залежність довговічності з'єднань НКТ від величини напружень

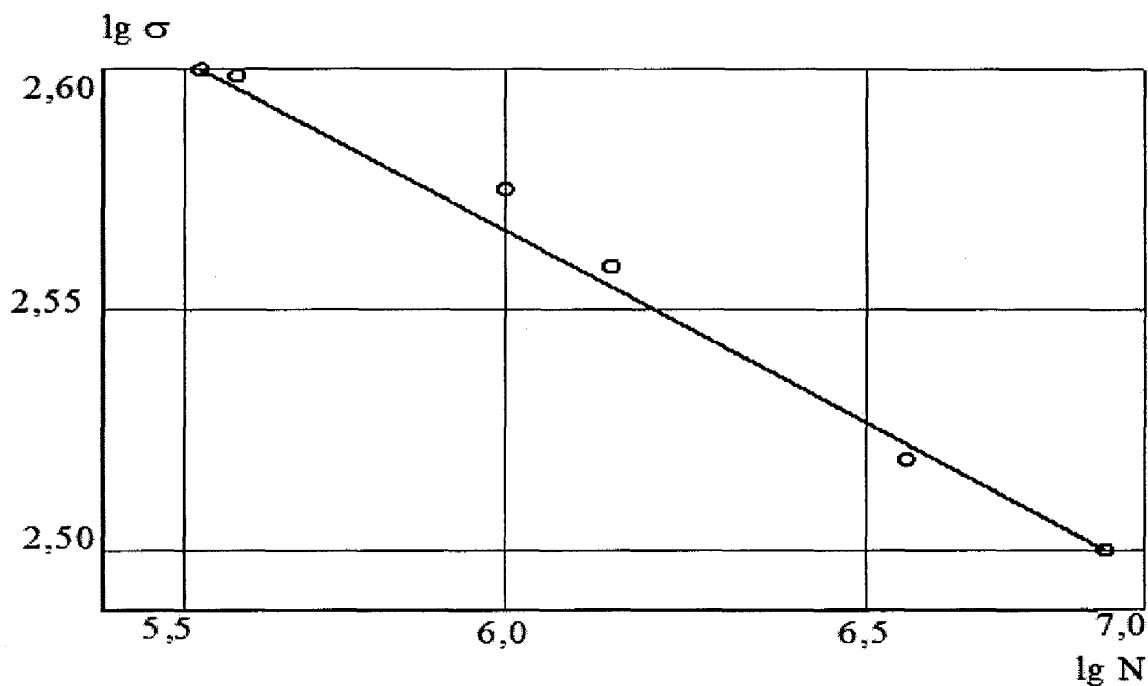


Рисунок 5.11 - Залежність довговічності з'єднань НКТ від величини напружень в логарифмічних координатах

діаметром 89 мм, виготовлених із сталі групи міцності Л, отримали параметри кривої втоми:

$$a = 403,1; \quad b = 10,45.$$

Отже, рівняння втоми даного з'єднання з ймовірністю неруйнування 50% має вид:

$$\lg(\sigma_a)_n = 10,45 \lg N + 403,1.$$

При необхідності за результатами статистичної обробки можна отримати рівняння кривих втоми з більш високою ймовірністю неруйнування.

Рівняння кривої втоми дає можливість визначити залишковий ресурс з'єднання за відомим значенням вичерпаної частини ресурсу на даний час.

При цьому необхідно враховувати, що значення коефіцієнта сумування втомних пошкоджень для різьбових з'єднань труб нафтового сортаменту відрізняється від одиниці і для трубних різьб бурильних колон має значення 1,7. Ці з'єднання геометрично подібні.

Мікрофотознімки одержані на металографічному мікроскопі ММО-1600АТ з допомогою цифрової камери КММ-5 для металографічного мікроскопа при збільшеннях у 100, 200 і 400 разів. Структура сталі – перліто-феритна.

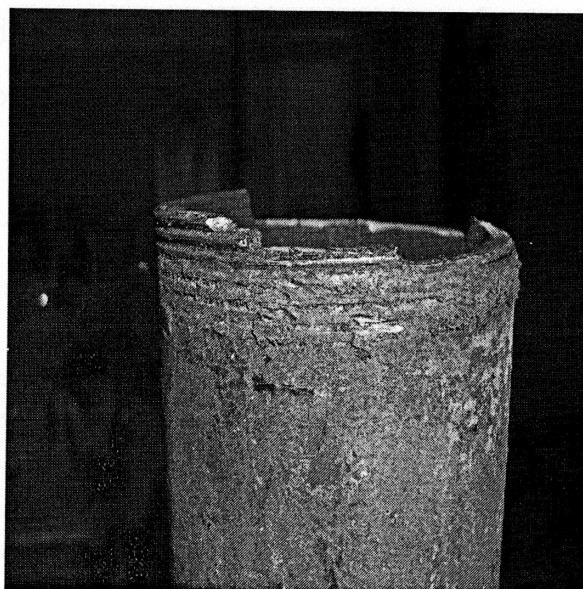
При проведенні експериментів на повітрі руйнування мають вигляд, який є типовим для втоми сталі. На втомному зламі після експериментів не виявлено яскраво вираженого багатолопастного характеру руйнування, що означає зародження багатьох тріщин.

Металографічними дослідженнями різьбових з'єднань після втомних випробувань встановлено, що поблизу зони руйнування утворюється сітка корозійно-втомних тріщин.

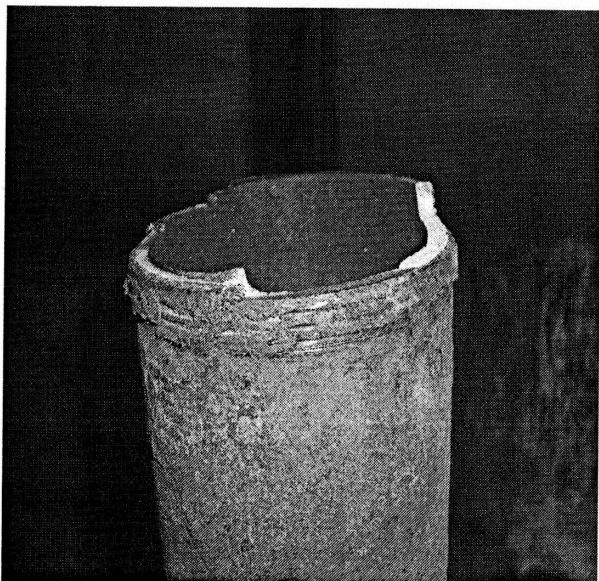
Наявність відносного діаметрального натягу дає можливість контактувати виткам труби і муфти по всьому профілю. Середовище під дією внутрішнього тиску переміщає мастило в бік більшої основи конуса, а частина мастила вимивається розчином. Таким чином, частина з'єднання, яка контактує з корозійним середовищем, працює в умовах корозійної втоми, а захищена мастилом – в умовах адсорбційної втоми.



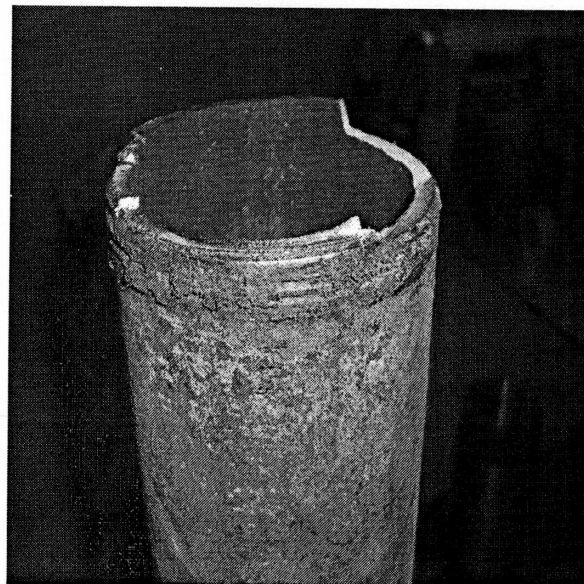
Експеримент №1



Експеримент №3



Експеримент №4



Експеримент №6

Рисунок 5.12 – Поверхні втомного руйнування різьбового з'єднання НКТ діаметром 89 мм, виготовленого із сталі групи міцності Л

Висновки до розділу 5

1. Розроблено і запропоновано пристрій для герметизації муфтових з'єднань обсадних труб, який пройшов дослідно-промислово перевірку на герметичність на стенді для гідравлічних і пневматичних випробувань трубопровідної арматури у вертикальному положенні ПКТБА-СИ-1 та стаціонарній установці У-700. Пристрій простий у виготовленні. Захищений патентом України на корисну модель.

2. Проведено лабораторні дослідження, за результатами яких побудована крива залежності довговічності з'єднань НКТ від величини напружень, та запропоновано формули залежності границі втоми від кількості циклів навантаження.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

На основі виконаних теоретичних та експериментальних досліджень розв'язано важливу науково-технічну задачу підвищення працездатності різьбових з'єднань обсадних та насосно-компресорних труб шляхом удосконалення вузлів герметизації з'єднань, конструктивних параметрів та прогнозування довговічності з врахуванням експлуатаційних навантажень, що забезпечує надійність кріплення та безпеку експлуатації газових свердловин.

При цьому отримані такі основні результати:

1. Аналіз надійності кріплення та експлуатації газових свердловин показав, що втрата працездатності обсадних і насосно-компресорних колон переважно пов'язана з конструктивними і технологічними відхиленнями їх різьбових з'єднань. Існуючі методи забезпечення і відновлення міцності та герметичності різьбових з'єднань не достатньо ефективні у конкретних промислових умовах. У зв'язку з цим обґрунтовано необхідність розроблення різьбових з'єднань у напрямку підвищення їх герметичності, удосконалення методів розрахунку параметрів їх працездатності.

2. Розглянуто трубу як циліндричну товстостінну оболонку, яка несе складне навантаження, і удосконалено методику визначення її осесиметричного напружено-деформованого стану із використанням рівнянь тривимірної теорії пружності. Отримано повну систему рівнянь, що дозволяє визначити напруження та деформації в обсадній трубі, яка знаходиться під дією складного навантаження.

3. Проведено графоаналітичне дослідження геометричних параметрів різьбових з'єднань, зокрема зарізьбових розвантажувальних канавок, які є поверхнями обертання 4-го і 2-го порядку, що дозволило створити варіаційну багатовимірну графоаналітичну модель для оптимізації геометричних параметрів. В результаті отримано уточнені закономірності впливу конструктивних та експлуатаційних чинників на працездатність різьбових з'єднань труб, які є найбільш відповідальним елементом колон.

4. Розроблено і запропоновано пристрій для герметизації муфтових з'єднань обсадних труб, підвищення працездатності якого відбувається за рахунок зростання міцності герметизуючої втулки шляхом зменшення і покращення розподілу деформацій втулки на всю її довжину та підвищення герметичності контакту втулки з трубою завдяки збільшенню його площі. Пристрій захищений патентом України на корисну модель і пройшов дослідно-промислово перевірку на надійність та герметичність при тиску до 60 МПа.

5. Встановлено та для реальної свердловини розраховано нормальні напруження від згину при відхиленні НКТ відносно осі свердловини. Враховуючи специфіку навантаження НКТ при глибиннонасосному способі експлуатації, встановлено що ці напруження носять циклічний характер та ініціюють втомні процеси в матеріалі НКТ. За результатами лабораторних досліджень отримані параметри кривої втоми та запропоновано методика прогнозування залишкового ресурсу НКТ із заданою ймовірністю неруйнування.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кауфман Л.Л., Кундыркаев Н.И., Лышков Б.А. Добыча сланцевого газа (обзор зарубежного опыта): Под общей редакцией Л.Л.Кауфмана. – Донецк: Государственное издательство “Донбасс”, 2011. – 263 с.
2. Лукин А.Е. Природа сланцевого газа в контексте проблем нефтегазовой литологии / А.Е.Лукин // Геология и полезные ископаемые Мирового океана. – 2011. – №3. – С. 70–85.
3. Коцкулич Я.С. Стан і перспективи підвищення надійності кріплення свердловин / Я.С.Коцкулич // Нафтова і газова промисловість. – 2007. – №5. – С.22–24.
4. Комнатный Ю.Д. Классификация факторов, определяющих герметичность резьбовых соединений обсадных колонн / Ю.Д.Комнатный // Техника и технология промывки и крепления скважин: Труды ВНИИКРнефть. – Краснодар, 1982. – С.122–125.
5. Буріння свердловин: довідник у 5-ти томах / М.А.Мислюк, І.Й.Рибчич, Р.С.Яремійчук. – К.: Інтерпрес ЛТД. – Т.5: Ускладнення. Аварії, Екологія. – 2004. – 371 с.
6. Карабанов В.В., Бохоров И.О. Решение проблемы герметичности и надёжности обсадных колонн / В.В.Карабанов, И.О.Бохоров // Нефтяное хозяйство. – 2012. – №1. – С.42–48.
7. Мамедов А.А. Предотвращение нарушений обсадных колонн / А.А.Мамедов. – М.: Недра, 1990. – 238 с.
8. Добренков А.Н. Обеспечение надёжности резьбовых соединений обсадных труб / А.Н.Добренков, А.А.Клюсов // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2006. – №2. – С.28-29.
9. Гноевых А.Н. Повышение надёжности соединений обсадных труб газовых и газоконденсатных скважин в сложных горно-геологических условиях / А.Н.Гноевых, А.А.Рябокоть, А.Н.Добренков // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2006. – №2. – С.16–18.
10. Булатов А.И. Справочник инженера по бурению: в 2-х томах / А.И.Булатов, А.Г.Аветисов. – М.: Недра, 1985. – Т.1. – 1985. – 414 с.; Т.2. – 1985. – 191 с.
11. Аветисов А.Г. Ремонтно-изоляционные работы при бурении нефтяных и газовых скважин / А.Г.Аветисов, А.Т.Кошелев, В.И.Крылов. – М.: Недра, 1981. – 215 с.
12. Билык С.Ф. Герметичность и прочность конических резьбовых соединений труб нефтяного сортамента / С.Ф.Билык. – М.: Недра, 1981. – 352 с.
13. Билык С.Ф. Некоторые пути повышения надёжности резьбовых соединений обсадных труб / С.Ф.Билык // Повышение работоспособности бурильных, обсадных и насосно-компрессорных труб: Сбор. науч. труд. ВНИИТнефть. – Куйбышев, 1982. – С.85–92.
14. Иванов С.И. Анализ научных и практических решений заканчивания скважин: В 2-х книгах / С.И.Иванов, А.И.Булатов, В.А.Любимцев, Р.С.Яремійчук. – М.: Недра, 2004. – Книга 1 – 334 с.; Книга 2 – 266 с.
15. Вислобіцький П.А. Розрахунок граничних станів колон труб та трубопроводів / П.А.Вислобіцький. – К.: Логос, 1997. – 364 с.

16. Еременко Т.Е. Герметизация резьбовых соединений обсадных колонн нефтяных и газовых скважин / Т.Е.Еременко, Д.Ю.Мочернюк, А.В.Тищенко. – К.: Техника, 1989. – 170 с.

17. Измайлов Л.Б. Новая методика расчета внешнего давления на обсадные колонны / Л.Б.Измайлов // Буровые растворы и крепление скважин. – Краснодар, 1976. – С.208–213.

18. Коцкулич Я.С. Разработка методов повышения работоспособности обсадных колонн для крепления нефтяных и газовых скважин: автореф. дис. ... докт. техн. наук.: 05.15.10 – Бурение скважин / Я.С.Коцкулич. – Ивано-Франковск, 1992. – 48 с.

19. Павельчак А.В. О некоторых причинах негерметичности резьбовых соединений обсадных колонн / А.В.Павельчак, А.Г.Кошелев, Г.А.Еремин // Технология крепления скважин: Труды ВНИИКРнефть. – Вып. 19. – Краснодар, 1980. – С.148–152.

20. А. с. 717275 СССР, МКИ Е 21 В 17/08, F 16 L 15/04. Способ уплотнения резьбовых соединений труб / С.Ф.Билык, В.В.Кравец (СССР). – № 2397226/22-03; заявл. 12.08.1976; опубл. 25.02.1980, Бюл.№7.

21. Крыжановский Е.И. Исследование и повышение сопротивления усталости бурильных колонн при вращательном бурении скважин: дис. ... докт. техн. наук: 05.04.07. – Ив.-Фр. 1990. – 299 с.

22. Крижанівський Є.І. Фізико-математичні основи розрахунку взаємодії муфт і труб у з'єднаннях нафтогазового сортаменту / Є.І.Крижанівський, І.І.Палійчук // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2008. – № 2 (8) – С.56–59.

23. Інструкція з підвищення надійності з'єднань обсадних колон нафтогазових свердловин: керівний документ ВАТ “Укрнафта” // Є.І.Крижанівський, Б.О.Чернов, І.І.Палійчук. – Івано-Франківськ: Вид-во ІФНТУНГ, 2010.–36 с.

24. Крижанівський Є.І. Энергоефективність вуглеводневого палива / Є.І.Крижанівський, Ю.Т.Розумний. – Дніпропетровськ: нац. гірн. ун-т, 2005.– 99 с.

25. Мочернюк Д.Ю. Исследование и расчет резьбовых соединений труб, применяемых в нефтедобывающей промышленности / Д.Ю.Мочернюк. – М.: Недра, 1970. – 136 с.

26. Мочернюк Д.Ю. Некоторые проблемы расчета обсадных труб на прочность / Д.Ю.Мочернюк. – Львов: Изд-во Львов. унив-та, 1972. – 96 с.

27. Песляк Ю.А. Расчёт напряжений в колоннах труб нефтяных скважин. – М.: Недра, 1973. – 216с.

28. Пустовойтенко И.П. Предупреждение и ликвидация аварий в бурении / И.П.Пустовойтенко. – М.: Недра, 1988. – 280 с.

29. Сароян А.Е. Эксплуатация колонн насосно-компрессорных труб / А.Е.Сароян, М.А.Субботин. – М.; Недра, 1985. – 216 с.

30. Трубы нефтяного сортамента. Справочное руководство / А.Е.Сароян, Н.Д.Щербюк, Н.В.Якубовский и др. – М.: Недра, 1987. – 488 с.

31. Сенюшкович М.В. Підвищення працездатності різьбових з'єднань обсадних колон для кріплення похило-направлених свердловин: дис. ...канд. техн. наук: 05.15.10 – Буріння свердловин/М.В.Сенюшкович.–Івано-Франківськ, 1995. – 147 с.

32. Коцкулич Я.С. Закінчування свердловин / Я.С.Коцкулич, О.В.Тищенко. –

Вид. 2-е перероб. – К.: “Інтерпрес ЛТД”, 2009. – 366 с.

33. Чернов Б.А. Методы повышения работоспособности бурильных и обсадных колонн в нефтяных и газовых скважинах: дис. ... докт. техн. наук: 05.15.10. – Ив.-Фр. 1999. – 345 с.

34. Щербюк Н.Д. Исследование и разработка конструкций резьбовых соединений труб нефтяного сортамента и забойных двигателей с высокими эксплуатационными характеристиками для бурения глубоких скважин: дис. ... д-ра техн. наук: 05.15.10. – М., 1978. – 400 с.

35. Щербюк Н.Д. Резьбовые соединения труб нефтяного сортамента и забойных двигателей / Н.Д.Щербюк, Н.В.Якубовский. – М.: Недра, 1974. – 256 с.

36. Качмар Ю.Д. Застосування потужних гідророзривів пласта на родовищах України / Ю.Д.Качмар, Меркур'єв А.Б., Бурмич Ф.М. та ін. // Нафт. і газова промисловість. – 1999. – №4. – С.28 – 31.

37. Каневская Р.Д. Зарубежный и отечественный опыт применения гидроразрыва пласта. – М.: ВНИИОЕНГ, 1998. – 40 с.

38. Василишин В.Я. Аналіз впливу зарізьбової розвантажувальної канавки на опір втомленості замкових різьбових з'єднань / В. Я. Василишин: Збірник доповідей учасників сьомої всеукраїнської науково-практичної конференції [“Інноваційний потенціал української науки – ХХІ сторіччя”]. – Запоріжжя: Видавництво ПГА, 2010. – С. 67–70.

39. Василишин В.Я. Графоаналітичне моделювання поверхонь зарізьбових розвантажувальних канавок різьбових з'єднань труб нафтового сортаменту / В.Я.Василишин // Нафт. і газ. пром-сть. – 1999. – № 36. – С. 167–173.

40. Василишин В.Я. Теоретичне обґрунтування форм поверхонь зарізьбових розвантажувальних канавок різьбових з'єднань труб нафтового сортаменту / В.Я.Василишин // Матеріали 6-ої Міжнародної науково-практичної конференції: “Нафта і газ України – 2000”. Зб. Наук. праць. Том 2. Івано-Франківськ: Факел, 2000. – С. 297–299.

41. Василишин В.Я. Алгоритм розрахунку площ кільцевих ділянок поверхонь зарізьбових розвантажувальних канавок. – / В.Я.Василишин // Науковий вісник. – 2010. – №2(24). – С.77-80.

42. Василишин В.Я. Геометрична суть і аналітичний опис алгоритмів визначення діаметральної компенсації похибки кроку конічних різьбових з'єднань / В.Я.Василишин // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 2010. – №2(35). – С.59–62.

43. Василишин В.Я. Аналіз впливу крутного моменту згвинчування на опір втомленості різьбових з'єднань нафтогазопромислового обладнання /В.Я.Василишин: Матеріали шостої міжнародної науково-практичної конференції [“Розвиток наукових досліджень 2010”]. Том 8. – Полтава: Вид-во “ІнтерГрафіка”, 2010. – С.16-20.

44. Василишин В.Я. Аналіз факторів в елементах конічних різьбових з'єднань труб при згвинчуванні з пружним натягом // Збірник доповідей учасників шостої всеукраїнської науково-практичної конференції [“Інноваційний потенціал української науки – ХХІ сторіччя”]. – Запоріжжя: Видавництво ПГА, 2010. – С. 132–134.

45. Васи́лишин В.Я. Вплив крутного моменту згвинчування на опір втомлюваності замкових різьбових з'єднань бурильних труб / В.Я.Васи́лишин // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 2010. – №4(37.). – С.55–58.

46. Васи́лишин В.Я. Аналіз силових факторів в елементах різьбового з'єднання при зустрічному способі навантаження / В.Я.Васи́лишин // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 2008. – №2(27). – С.62-66.

47. Васи́лишин В.Я. Аналіз силових факторів в елементах різьбового з'єднання при односторонньому способі навантаження / В.Я.Васи́лишин // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 2010. – №1(34). – С.106 – 108.

48. Васи́лишин Я.В., Васи́лишин В.Я. Оптимізація геометричних параметрів різьбової частини насосно-компресорних труб // Матеріали 9-ї Міжнародної науково-практичної конференції: “Простір і час сучасної науки”. Ч.3. Київ, 2013. – С.33 – 37.

49. Васи́лишин В.Я. Алгоритм оптимізації геометричних параметрів різьбових з'єднань із вставним витком за умов міцності і навантажувальної здатності / В.Я.Васи́лишин // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 2006. – №4(21). – С.82-85.

50. Палі́йчук І.І., Васи́лишин В.Я., Щеглюк П.В., Рокецький С.П. Аналіз проблем та шляхів підвищення надійності і герметичності муфтових з'єднань обсадних колон / І.І.Палі́йчук, В.Я.Васи́лишин, П.В.Щеглюк, С.П.Рокецький // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 2012. – №1(42). – С.169–176.

51. Патент на корисну модель № 68732. МПК E21B 17/00 F16L 15/04. Пристрій для герметизації муфтових з'єднань труб / Крижанівський Є.І., Палі́йчук І.І., Васи́лишин В.Я. – Опубл. 10.04.2012, Бюл. № 7.

52. Васи́лишин В.Я. Шляхи підвищення надійності та герметичності муфтових з'єднань обсадних колон // Матеріали 9-ї Міжнародної науково-практичної конференції: “Простір і час сучасної науки”. Ч.3. Київ, 2013. – С.37 – 39.

53. Мойси́шин В.М. / Обсадні труби та їх з'єднання: аналіз сортаменту, оцінка напружено-деформованого стану / В.М.Мойси́шин // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2010. – №1(23). – С.58–67.

54. Антипов В.И. Деформация обсадных колонн под действием неравномерного давления / В.И.Антипов. – М.: Недра, 1992. – 232 с.

55. Карпаш О.М. Аналіз методів та засобів контролю технічного стану обсадних колон в умовах експлуатації / О.М.Карпаш, П.Я.Криничний, В.В.Векерик // Методи та прилади контролю якості. – 2002. – №8. – С. 16–18.

56. Коцкулич Я.С. Визначення величини зовнішнього критичного тиску для обсадних труб із врахуванням згину / Я.С.Коцкулич, О.М.Лев, О.Б.Марцинків // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. – №2. – С.84 – 87.

57. Коцкулич Я.С. Дослідження зміни напруженого стану обсадних труб при згині / Я.С.Коцкулич, О.М.Лев, О.Б.Марцинків // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2009. – №4. – С.45 – 49.

58. Яремійчук Р.С. Освоєння свердловин: Довідникове видання / Р.С.Яремійчук, Я.С.Яремійчук. – Львів: Центр Європи, 2007. – 368 с.

59. Инструкция по подготовке обсадных труб к спуску в скважину: РД 39-2-132-78. – Куйбышев: ВНИИТнефть, 1980. – 196 с.

60. Трубы обсадные и муфты к ним. Технические условия: ГОСТ 632-80. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 66 с.

61. Дон Н.С. Применение смазок резьбовых соединений при бурении нефтяных и газовых скважин: обзор информ. / Н.С.Дон. – М.: ВНИИОЭНГ, 1985. – 48 с. – (Нефтяная промышленность. Серия: Бурение; вып.4(87)).

62. Серенко И.А. Повторное цементирование при строительстве и эксплуатации скважин / И.А.Серенко, Н.А.Сидоров, А.Т.Кошелев. – М.: Недра, 1988. – 263 с.

63. А. с. 901406 СССР, МКИ Е 21 В 17/08, F 16 L 15/00. Способ герметизации конических резьбовых соединений труб / В.Г.Кирсанов, Е.А.Макаренко, З.И.Федоренко и др. (СССР). – № 29167664; заявл. 29.04.1980; опубл. 30.01.1982, Бюл. №4.

64. Добренков А.Н. Способы герметизации резьбовых соединений обсадных труб: обзор. Информ. / А.Н.Добренков, А.А.Клюсов. – М.: ИРЦ «Газпром», 2003. – 44 с. – (Серия: Бурение газовых и газоконденсатных скважин).

65. Квадфлик Э. Специальные соединения фирмы “Маннесманн” для труб нефтяного сортамента / Э.Квадфлик; пер. с нем. – 1988. – 49 с. – (Препринт / Материалы фирмы “Маннесманн”; 17-18.02.1988).

66. Якубов Н.И. Расчёт обсадных колонн на прочность / Н.И.Якубов. – М.: Недра, 1982. – 185 с.

67. Сухін Є.І. Елементи створення, формування та експлуатації підземних сховищ газу / Є.І.Сухін, Б.І.Навроцький. – К.: ППНВ, 2004. – 528 с.

68. Арустамов С.С. Новые разработки для защиты труб нефтяного сортамента и их резьбовых соединений от коррозионно-эрозионного воздействия агрессивных сред / А.А.Арустамов, В.С.Евдокимов, Е.Б.Проскурин // Оборудование и технологии для нефтепромыслового комплекса. – 2007. – №6. – С.58–64.

69. Механіка руйнування і міцність матеріалів: Довідн. посібник / Під заг. ред. В.В.Панасюка. – Т.10: Міцність та довговічність нафтогазового обладнання / Під ред. В.І.Похмурського, Є.І.Крижанівського. – Львів – Івано-Франківськ: Фізико-механічний інститут ім.Г.В.Карпенка НАН України; Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, 2006. – 1193 с.

70. Крижанівський Є.І. Метод розрахунку контактної тиску для муфти і труби, з'єднаних з натягом / Є.І.Крижанівський, І.І.Палійчук // Нафтогазова енергетика. – 2008. – № 1 (6) – С.78-82.

71. Коцкулич Я.С. Причини зім'яття обсадних колон у складних гірничо-геологічних умовах та шляхи їх попередження / Я.С.Коцкулич, І.М.Ковбасюк, О.Б.Марцинків, М.І.Ковбасюк // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2010. – №3(36). – С.95 – 98.

72. Коцкулич Я.С. Оцінка значення контактної тиску під час зім'яття обсадних колон / Я.С.Коцкулич, І.М.Ковбасюк // Нафтова і газова промисловість. – 2000. – №2. – С. 18–19.

73. Крыжановский Е.И. Влияние осевого натяга на работу резьбовых соединений / Е.И.Крыжановский, А.М.Прышляк // Машины и нефтяное оборудование. – 1978. – №7. – С.24–25.

74. Крижанівський Є.І. Удосконалення ущільнюючого вузла

високогерметичних муфтових з'єднань обсадних труб / Є.І.Крижанівський, І.І.Палійчук // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2008. – №1. – С.78 – 81.

75. Крижанівський Є.І. Фізико-математичні основи розрахунку взаємодії муфт і труб у з'єднаннях нафтогазового сортаменту / Є.І.Крижанівський, І.І.Палійчук // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2008. – №2(18). – С.56 –

76. Руководство по предупреждению аварий при бурении скважин: РД 39-2-959-83. – М.: ВНИИБТ, 1983. – 24 с.

77. Мочернюк Д.Ю. Аналіз та оцінка формул для розрахунків несівної здатності обсадних труб у процесі кріплення глибоких нафтових і газових свердловин/Д.Ю.Мочернюк //Нафтова і газова промисловість,№2, 1999. – С.17-21.

78. Фокс А. Вычислительная геометрия. Применение в проектировании и на производстве: Пер. с англ. / А.Фокс, М.Пратт. – М.: Мир, 1982. – 304 с.

79. Пастушенко С.М. Вища математика. Довідник / С.М.Пастушенко, Ю.П.Підченко. – К.: Діол, 2003. – 461 с.

80. Щербюк Н.Д. Выбор размеров резьбовых разгружающих канавок утяжелённых бурильных труб / Н.Д.Щербюк, Ю.И.Газанчан, Б.А.Чернов // Совершенствование техники и технологии буровых работ на нефть и газ. – М.: ВНИИБТ. – 1983. – С.138–142.

81. Биргер И.А. Резьбовые и фланцевые соединения / И.А.Биргер, Г.Б.Иосилевич. – М.: Машиностроение. – 1990. – 368 с.

82. Технологія і техніка буріння: узагальнююча довідн. кн. / В.С.Войтенко, В.Г.Вітрик, Р.С.Яремійчук, Я.С.Яремійчук. – Львів; К.: Центр Європи, 2012.–708 с.

83. Коцкулич Я.С. Аналіз методик розрахунку обсадних колон на двовісне навантаження / Я.С.Коцкулич, М.В.Сенюшкович, О.В.Тищенко, І.І.Наритник // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2006. – № 1(13). – С. 30–34.

84. Хорошун Л.П., Козлов С.В., Иванов Ю.А., Кошевой И.К. Обобщённая теория неоднородных по толщине пластин и оболочек / Л.П.Хорошун, С.В.Козлов, Ю.А.Иванов, И.К.Кошевой. – Киев: наук. Думка, 1988. – 152 с.

85. Валеев К.Г. Вища математика: Навч. посібник / К.Г.Валеев, І.А.Джалладова І.А. – К., КНЕУ. Ч.1 – 2001. – 546 с. Ч.2. – 2002. – 451 с.

86. Манжиров А.В. Справочник по интегральным уравнениям: Методы решения. – М.: Изд.-во "Факториал Пресс", 2000. – 384 с.

87.Зайцев В.Ю. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям. – М.: Физматлит, 2001. – 576 с.

88. Бурак Я.Й., Руданський Ю.К., Сухорольський М.А. Аналітична механіка локально навантажених оболонок / Я.Й.Бурак, Ю.К.Руданський, М.А.Сухорольський. – Львів: “Інтелект-Захід”, 2007. – 270 с.

89. Пелех Б.Л., Сухорольський М.А. Контактные задачи теории упругих анизотропных оболочек / Б.Л.Пелех, М.А.Сухорольський. – Киев: Наук. Думка, 1980. – 216 с.

90. Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений / Под ред. Ю.Мураками. – М.: Мир, 1990. – Т.1,2. – 1013 с.

91. Ильский А.Л. Оборудование для бурения нефтяных скважин. Расчет и конструирование / А.Л.Ильский. – М.: Машиностроение. – 1980. – 229 с.

92. Ивасив В.М. Исследование кинетики усталостного повреждения крупных резьбовых соединений / В.М.Ивасив, М.В.Лисканич, В.А.Турчин и др. // Прикладная механика. – 1985. - №10. – С.130–131.

93. Якушев А.И. Повышение прочности и надежности резьбовых соединений / А.И.Якушев, Р.Х.Мустаев, Р.Р.Мавлютов. – М.: Машиностроение, 1979. – 204 с.

94. Кононенко М.А., Семенюк С.С., Габльовська Н.Я., Луцишин Т.І. Аналіз якісних показників різьбової частини насосно-компресорних труб // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 2007. - №6. – С.50 – 55.

95. Планування експериментів. Мала гірнича енциклопедія. В 3-х томах / За ред. Білецького В.С. – Донецьк: Донбас, 2004. – 752 с.

96. Асатурян В.И. Теория планирования эксперимента / В.И.Асатурян. – М.: Радио и связь, 1983. – 248 с.

97. Мирзаджанзаде А.Х. Математическая теория эксперимента в добыче нефти и газа / А.Х.Мирзаджанзаде, Т.С.Степанова. – М.: Недра, 1977. – 288 с.

98. Рачкевич Р.В. Напружено-деформований стан стисненої бурильної колони у горизонтальному стовбурі свердловини / Р.В.Рачкевич // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2012. - №3 (44). – С.70-77.

99. Мантгомери Д.К. Планирование эксперимента и анализ данных / Д.К.Мантгомери. – Ленинград: Судостроение, 1980. – 384 с.

100. Травкін Ю.І. Лінійна алгебра і аналітична геометрія: Навч. посібник. – Х.: Майдан, 2009. – 416 с.

101. Лубенська Т.В. Вища математика в таблицях: Довідник. – К.: МАУП, 1999. – 88 с.

102. Чернов Б.О. Підвищення експлуатаційних характеристик обсадних колон шляхом удосконалення конструкцій різьбових з'єднань / Б.О.Чернов, В.Б.Чернов, М.Є.Чернова, В.Д.Яцишин // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2011. – №1(38). – С.91 – 95.

103. Карпаш О.М. Вдосконалення методології визначення групи міцності та ідентифікації марки сталі нафтогазового обладнання та інструменту / О.М.Карпаш, І.А.Молодецький // Методи та прилади контролю якості. – 1999. – №3. – С. 12–13.

104. Карпаш О.М. Контроль екстремальних значень товщини стінки труб нафтового сортаменту / О.М.Карпаш, П.Я.Криничний, А.В.Козоріз // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. – 2004. – №4. – С. 47–49.

105. Мамедов А.А. Предотвращение нарушений обсадных колонн / А.А.Мамедов. – М.: Недра, 1990. – 240 с.

106. Калинин А.Г. Бурение наклонных и горизонтальных скважин: Справочник / А.Г.Калинин, Б.А.Никитин, К.М.Солодкий, Б.З.Султанов / Под ред. А.Г.Калинина. – М.: Недра, 1997. – 648 с.

107. Калинин А.Г. Бурение наклонных скважин / А.Г.Калинин, А.А.Григорян, Б.З.Султанов. – М.: Недра, 1990. – 345 с.

108. Яворський В.М. Пружно-деформований стан муфтового з'єднання обсадних труб з герметизуючим елементом у високотемпературних свердловинах / В.М.Яворський, М.Є.Чернова, Б.О.Чернов // Нафтогазова енергетика. – 2009. – №1(10). – С.41 – 45.

109. Савула С.Ф. Оцінка впливу коливань насосно-компресорних труб на умови роботи різьбових з'єднань / С.Ф.Савула, В.Т.Колодій, Є.В.Харченко, А.О.Кичма // Науковий вісник. – 2004. – №2(8). – С.116–125.

110. Почтенный Е.К. Прогнозирование долговечности и диагностики усталости деталей машин / Е.К.Почтенный. – Минск: Наука и техника, 1983. – 246 с.

111. Похмурский В.И. Коррозионно-усталостная прочность сталей и методы ее повышения / В.И.Похмурский. – К.: Наук. Думка, 1974. – 188 с.

112. Похмурский В.И., Пришляк А.М., Крыжановский Е.И., Пелех В.Г., Нионович И.А. / Методика испытаний на коррозионную усталость резьбовых соединений УБТ и других объектов нефтепромыслового оборудования / В.И.Похмурский, А.М.Пришляк, Е.И.Крыжановский та ін. – РНТС ВНИИОЭНГ, сер. Машины и нефтяное оборудование. – М., 1978, №2. – С.19–22.

ДОДАТОК

“ПОГОДЖЕНО”
Проректор ІФНТУНГ

проф. Карпаш О.М.

2013р.

ЗАТВЕРДЖЕНО
головний інженер НГВУ
“Долинанафтогаз”

Яремко І.Я.

2013р.

АКТ

впровадження результатів розробок

Василишина Віталія Ярославовича в рамках дисертаційної роботи «Підвищення працездатності різьбових з'єднань труб нафтового сортаменту».

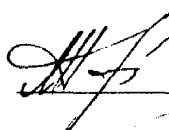
Ми, що підписались нижче, начальник нафтогазовидобувного управління “Долинанафтогаз” ВАТ “Укрнафта” (м.Долина Івано-Франківської обл.) Гой М.Д., головний інженер нафтогазовидобувного управління “Долинанафтогаз” ВАТ “Укрнафта” (м.Долина Івано-Франківської обл.) Яремко І.Я. та представники Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу д.т.н., професор Крижанівський Є.І. та здобувач Василишин В.Я. склали даний акт в тому, що апробація результатів дослідження для підвищення герметизації муфтових з'єднань труб проведена на протязі 2012-2013 років на трубній базі нафтогазовидобувного управління “Долинанафтогаз” ВАТ “Укрнафта” (м.Долина Івано-Франківської обл.).

Розроблений автором комплекс програм дозволив провести спостереження за перевіркою, опресуванням і відбракуванням насосно-компресорних та обсадних труб та їх муфтових різьбових з'єднань, які поступили для спорудження свердловин Долинського нафтопромислового району.

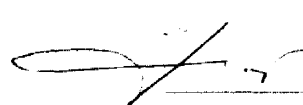
Надані рекомендації щодо підвищення герметизації муфтових з'єднань труб нафтового сортаменту за допомогою пристрою для герметизації муфтових з'єднань труб, на трубній базі нафтогазовидобувного управління “Долинанафтогаз” ВАТ “Укрнафта” (м.Долина Івано-Франківської обл.).

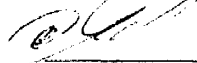
Запропоновані заходи та засоби для подальшого підвищення працездатності різьбових з'єднань труб нафтового сортаменту і отриманий економічний ефект від впровадження дозволять підвищити фінансові результати діяльності підприємства за рахунок економічної ефективності запропонованого пристрою для герметизації муфтових з'єднань труб, простоти виготовлення та підвищення міцності втулки, герметичності з'єднання при згвинчуванні та при роботі в умовах високих тисків нафтових та газових свердловин

Від НГВУ “Долинанафтогаз”

 Гой М.Д.

Від ІФНТУНГ

 Крижанівський Є.І.

 Яремко І.Я.



d502

 Василишин В.Я.