

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

На правах рукопису

Джус Андрій Петрович



УДК 622.691.6.05:66-911.33

**РОЗВИТОК НАУКОВИХ ОСНОВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ
ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ОБЛАДНАННЯ ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ
СТИСНУТОГО ПРИРОДНОГО ГАЗУ**

Спеціальність 05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості

Дисертація

на здобуття наукового ступеня

доктора технічних наук

Всі примірники дисертації ідентичні за змістом.
Вчений секретар спеціалізованої вченої ради Д.20.057.04
М.М.Мішків
11.04.2016р.

Науковий консультант:
доктор технічних наук, професор,
академік НАН України
Крижанівський Є.І.



Івано-Франківськ – 2016

ЗМІСТ

ВСТУП 6

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ І ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ 15

- 1.1 Перспективи освоєння Україною морських родовищ.....15
- 1.2 Особливості розвитку технології CNG та загальні проблеми її впровадження.....24
- 1.3 Аналіз особливостей технічних рішень вантажних систем для реалізації технології CNG.....35
- 1.4 Особливості систем, що забезпечують реалізацію технології CNG....53
- 1.5 Відмови обладнання технологічного ланцюга транспортування стиснутого природного газу та визначення критеріїв їх працездатності .57
- 1.6 Вибір напрямку досліджень66

РОЗДІЛ 2

ОСОБЛИВОСТІ КОМПЛЕКТУВАННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНИМ ОБЛАДНАННЯМ БАРЖ ДЛЯ РЕАЛІЗАЦІЇ ТРАНСПОРТНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ CNG 69

- 2.1 Чинники, що визначають особливості підготовки та стиснення газу при реалізації транспортної технології CNG.....69
- 2.2 Концептуальні основи вибору обладнання для підготовки та стиснення газу при реалізації технології CNG.....82
- 2.3 Розроблення алгоритму вибору обладнання для забезпечення підготовки і стиснення газу з мінімальними енергетичними затратами...88
- Висновки до розділу 2.....94

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ЗАВАНТАЖЕННЯ І РОЗВАНТАЖЕННЯ МОРСЬКИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ 95

3.1 Особливості процесів заповнення та спорожнення вантажних ємностей.....	96
3.2 Дослідження процесів заповнення ємностей з використанням імітаційного моделювання.....	107
3.3 Дослідження процесів розвантаження транспортних засобів, обладнаних спеціальними модулями.....	119
Висновки до розділу 3.....	128

РОЗДІЛ 4

ОБГРУНТУВАННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ ВИКОРИСТАННЯ ВАНТАЖНИХ ЄМНОСТЕЙ У ВИГЛЯДІ РУХОМОГО ТРУБОПРОВОДУ 130

4.1 Особливості проектування елементів рухомих трубопроводів.....	130
4.2 Дослідження умов експлуатації ємностей, виконаних у вигляді рухомого трубопроводу.....	139
4.3 Дослідження напружено-деформованого стану елементів ємностей, виконаних у вигляді рухомого трубопроводу.....	146
Висновки до розділу 4.....	160

РОЗДІЛ 5

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ КОМБІНОВАНИХ КОНСТРУКЦІЙ З ВРАХУВАННЯМ ОСОБЛИВОСТЕЙ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ 162

5.1 Властивості та особливості поведінки композитних матеріалів, що використовуються при виготовленні комбінованих конструкцій.....	162
-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	-----

5.2 Дослідження особливостей деформування герметизуючих і силових оболонок комбінованих посудин високого тиску.....	175
5.3 Дослідження напружено-деформованого стану елементів комбінованих посудин високого тиску.....	187
Висновки до розділу 5.....	197

РОЗДІЛ 6

МЕТОДИ ТА ЗАСОБИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ЄМНОСТЕЙ КОМБІНОВАНОГО ТИПУ 199

6.1 Обґрунтування доцільності та особливостей методу забезпечення працездатності ємностей комбінованого типу.....	200
6.2 Розроблення методу оцінки працездатності обладнання для транспортування стиснутого природного газу.....	207
6.3 Аналітичний метод оцінки напружено-деформованого стану елементів ємності комбінованого типу за експлуатаційних умов....	214
6.4 Розроблення засобів для транспортування стиснутого природного газу та критеріїв оцінки їх досконалості.....	224
Висновки до розділу 6.....	236

РОЗДІЛ 7

МЕТОДОЛОГІЧНІ ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРОЦЕСІВ ЗАВАНТАЖЕННЯ ТА РОЗВАНТАЖЕННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ 238

7.1 Методологія комплектування технологічних барж та реалізації процесу завантаження транспортних засобів.....	238
7.2 Методологія реалізації процесу розвантаження транспортних засобів.....	242

7.3 Розроблення методології контролю корозійних втрат металу лінійної частини газопроводів.....	247
7.4 Визначення допустимого внутрішнього тиску для дефектних ділянок газопроводів.....	255
Висновки до розділу 7.....	264
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	266
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	269
ДОДАТКИ	291

ВСТУП

Актуальність теми. Для забезпечення споживачів природним газом необхідно розробляти нові родовища та напрацьовувати шляхи диверсифікації його постачання. До чинників, які впливають на ефективність розробки родовищ природного газу, відносяться їх запаси, відстань між родовищем і споживачем, масштаби споживчого ринку, якість газу, темпи розробки та технології, які для цього використовуються.

Для родовищ на шельфі Чорного моря в районі острова Зміїний, а також, в перспективі, при освоєнні глибоководного шельфу, постає питання створення гнучкої системи транспортування видобутих вуглеводнів.

За результатами проведених досліджень можна стверджувати, що транспортування газу, зокрема, з Одеського родовища, розташованого на відстані близько 100 км від берега, знаходиться в області використання технології транспортування природного газу в стиснутому стані (CNG). Перевагами технології CNG є мінімальні капіталовкладення для її реалізації та гнучкість при експлуатації. Не зважаючи на це, вона досі не використовується для великомасштабного транспорту природного газу. CNG необхідно розглядати як сегментну технологію, що покликана доповнювати транспорт зрідженого природного газу (LNG) та трубопровідний транспорт. Саме в такому вигляді вона заслуговує на увагу зважаючи на геополітичне положення України.

Одним із основних завдань розвитку технології CNG є розроблення оптимальної конструкції спеціальних ємностей для комплектування морських транспортних засобів і зокрема суден великих розмірів. Воно отримало своє відображення у роботах цілого ряду науковців. Однак, для невеликих обсягів транспортування доцільно використовувати CNG-судна значно менших розмірів. CNG-флот, що складається з таких суден, є більш мобільним. При їх комплектуванні можуть бути реалізовані різні технічні

рішення щодо зберігання стиснутого газу, зокрема й такі, що використовуються для наземного транспорту.

При цьому мало дослідженими залишаються процеси завантаження і розвантаження морських транспортних засобів. З огляду на характер їх протікання та можливу зміну тривалості необхідним є дослідження напружено-деформованого стану елементів обладнання, особливо ємностей різних типів, з урахуванням конкретних умов експлуатації. Широкий діапазон технологічних та температурних навантажень обумовлює актуальність наукових досліджень, спрямованих на вирішення проблеми забезпечення працездатності обладнання при транспортуванні стиснутого природного газу морськими акваторіями.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота має науково-прикладний характер і виконана в рамках загального плану наукових досліджень Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу, держбюджетної науково-дослідної роботи Д-19-13-П - "Розроблення та оптимізація технологій і засобів транспортування газу для підвищення енергетичної безпеки держави" (номер держреєстрації 0113 U 001101), науково-дослідної роботи № 30/2012 - "Транспортування природного газу у компримованому вигляді через Каспійське море".

Мета і завдання досліджень. Мета дисертаційної роботи полягає у забезпеченні працездатності обладнання при реалізації технологічних процесів транспортування стиснутого природного газу морськими акваторіями.

Досягнення поставленої мети вимагає вирішення таких завдань:

1. Аналіз особливостей і перспектив використання технології транспортування природного газу в стиснутому стані морськими акваторіями.

2. Розроблення теоретико-методологічних засад комплектування технологічних морських транспортних засобів обладнанням для підготовки та стиснення природного газу.

3. Встановлення закономірностей процесів завантаження та розвантаження ємностей при реалізації технології транспортування природного газу в стиснутому стані.

4. Дослідження особливостей зміни температури природного газу в процесі заповнення вантажних систем та їх впливу на напружено-деформований стан елементів ємностей, виконаних у вигляді рухомого трубопроводу.

5. Дослідження особливостей деформування елементів комбінованих посудин високого тиску та їх напружено-деформованого стану за умов дії тиску природного газу та зміни його температури.

6. Розроблення методів і засобів для забезпечення працездатності обладнання при транспортуванні стиснутого природного газу з врахуванням особливостей умов його експлуатації.

7. Вдосконалення конструкції ємностей для транспортування стиснутого природного газу та критеріїв оцінки їх досконалості.

8. Розроблення рекомендацій щодо облаштування та режимів експлуатації розвантажувальних терміналів.

Об'єктом досліджень є процеси завантаження і розвантаження морських транспортних засобів природним газом, а також їх вплив на напружено-деформований стан елементів обладнання.

Предметом досліджень є працездатність обладнання при транспортуванні стиснутого природного газу.

Методи досліджень. Методологічною основою роботи є сумісне використання фізичного та математичного моделювання об'єкта досліджень. Для підтвердження адекватності отриманих результатів моделювання використано експериментальні методи, які реалізовані на діючому

обладнанні та лабораторних установках. Зокрема:

– математичним, а саме імітаційним моделюванням здійснено оцінку особливостей зміни стану природного газу в процесі завантаження та розвантаження ємностей та їх впливу на формування напружено-деформованого стану окремих елементів;

– експериментальними методами підтверджено адекватність моделей, що використовуються для дослідження процесів завантаження та розвантаження ємностей, а також можливість використання запропонованих засобів контролю при визначенні фактичного стану зовнішньої поверхні трубопроводів та металевих лейнерів ємностей комбінованого типу;

– фізичне моделювання використане при вивченні особливостей деформування циліндричних елементів ємностей комбінованого типу за умов дії внутрішнього тиску та зміни температури.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в отриманні якісно нових результатів щодо впливу технологічних процесів завантаження та розвантаження морських транспортних засобів на формування напружено-деформованого стану елементів обладнання та в теоретичному обґрунтуванні заходів забезпечення його працездатності при транспортуванні стиснутого природного газу і визначається такими положеннями:

– вперше встановлено закономірності впливу способів та швидкостей реалізації процесу завантаження ємностей високого тиску, виконаних у вигляді рухомого трубопроводу, на їх напружено-деформований стан, які вказують на необхідність оцінки довговічності елементів з'єднання лінійних ділянок з врахуванням двочастотності процесу навантажування;

– вперше досліджено умови формування кільцевих тріщин в композитному підсиленні ємностей комбінованого типу, особливості взаємодії підсилення і металевих лейнерів в процесі експлуатації та оцінено вплив наявності тріщин на формування напружено-деформованого стану металевих лейнерів з врахуванням можливості їх корозійного пошкодження;

– дістали подальший розвиток теоретико-методологічні засади комплектування технологічних морських транспортних засобів обладнанням для підготовки та стиснення газу;

– запропонований новий підхід до оптимізації процесів розвантаження морських транспортних засобів в існуючу газотранспортну інфраструктуру з використанням двох гілок з'єднувального газопроводу, який базується на взаємозв'язку режимних параметрів та допустимих значень їх характеристик;

– обґрунтовано метод оцінки працездатності обладнання для транспортування стиснутого природного газу з врахуванням фактичного технічного стану та навантажень, зумовлених особливостями реалізації технологічних процесів;

– запропоновано новий критерій досконалості для порівняльної оцінки ємностей різних типів і робочих тисків, який визначається відношенням маси ємності до об'єму газу, що перевозиться в ній, приведенного до нормальних умов.

Достовірність результатів дисертації забезпечується строгим математичним обґрунтуванням пропозованих методів і підходів, зіставленням з відповідними експериментальними даними і відомими результатами інших авторів, відповідністю висновків та результатів фізичній суті досліджуваних явищ.

Практичне значення одержаних результатів визначається можливістю їх використання під час проектування та комплектування технологічних транспортних засобів для завантаження газу з морських родовищ, проектуванні та обґрунтуванні режимів роботи розвантажувальних терміналів, забезпеченні працездатності на етапі проектування та експлуатації обладнання для транспортування стиснутого природного газу.

Результати досліджень впроваджені у навчальний процес кафедри нафтогазового обладнання, кафедри транспорту та зберігання нафти і газу Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу, використані при виконанні дипломних проектів і магістерських робіт студентами спеціальності “Обладнання нафтових та газових промислів”.

Практичне використання результатів дисертаційної роботи відображено у вигляді звіту про держбюджетну науково-дослідну роботу Д-19-13-П – “Розроблення та оптимізація технологій і засобів транспортування газу для підвищення енергетичної безпеки держави” (номер держреєстрації 0113 U 001101) та науково-дослідну роботу № 30/2012 – “Транспортування природного газу у компримованому вигляді через Каспійське море”, яку виконано Івано-Франківським національним технічним університетом нафти і газу на замовлення ТОВ “Нафтогазбудінформатика”.

Особистий внесок здобувача. Всі положення і висновки, математичні моделі і методи розрахунків, аналітичні залежності та результати розрахунків, що виносяться на захист, розроблені і належать особисто авторові. Роботи [7, 13, 17-18, 20, 23, 25-26, 29] опубліковані одноосібно. З робіт, опублікованих у співавторстві, на захист виносяться тільки ті частини, які розроблені особисто автором.

Обґрунтовано особливості виконання берегових терміналів для умов транспортування стиснутого природного газу морськими акваторіями [1] та установок підготовки газу за умов транспортування в стиснутому стані попутного нафтового газу [2]. В роботах [5, 6] показано доцільність використання технології CNG для транспортування газу із морських родовищ та доведено необхідність використання при цьому технологічних барж. Сформовано рекомендації щодо вибору діагностичних параметрів при прогнозуванні залишкової довговічності нафтогазового обладнання [3]. У роботі [8] автору належать постановка проблеми та результати

експериментальних досліджень процесу заповнення ємностей, які засвідчують можливість використання імітаційного моделювання для оцінки впливу зміни температури газу на роботу обладнання. Виділено найбільш вагомі чинники, які впливають на раціональність процесів підготовки і стиснення газу, та наведено можливі варіанти їх здійснення на технологічних морських транспортних засобах при реалізації технології CNG [9]. В роботі [12] встановлено основні можливі причини відсутності реалізованих на сьогодні проектів морського транспортування стиснутого природного газу та визначено перелік аспектів, що потребують врахування при плануванні окремих проектів з метою їх успішної реалізації. У роботах [10, 11, 22, 29] досліджено вплив схем та швидкостей реалізації процесу завантаження ємностей високого тиску, виконаних у вигляді рухомого трубопроводу, на закономірності формування окремих складових навантаження та їх напружено-деформованого стану. В [14] встановлено закономірності протікання процесів завантаження та розвантаження морських транспортних засобів, отримані залежності діаметрів з'єднувальних колекторів, при яких забезпечуються необхідні швидкості процесів завантаження, від параметрів джерела газу. В роботі [15] розроблено модель дослідження теплового і напружено-деформованого стану ємності комбінованого типу з використанням імітаційного моделювання, що створює можливість урахування особливостей протікання термодинамічних процесів шляхом розв'язання прямих і обернених задач. У [16] запропоновано використовувати для неруйнівного контролю металевих лейнерів конструкцій комбінованого типу спеціальну автоматизовану систему, створену на базі високочастотного індуктивного давача, як сенсора втрат металу в кожній точці контролю, до розроблення конструкції якої долучався автор [32]. Експериментальне тестування запропонованого методу і системи контролю та ідея використання отриманих результатів при визначенні допустимих навантажень належать автору [4, 27]. В роботі [19] здобувачеві належать постановка проблеми,

аналіз результатів досліджень процесів розвантаження та формування висновків. Автором здійснено аналіз і апробацію методики визначення допустимого внутрішнього тиску для дефектних ділянок газопроводів [21, 24] та оцінку впливу корозійних дефектів на їх втомну міцність [28].

Апробація результатів дисертації. Основні положення роботи доповідалися та обговорювалися на: Міжнародній науково-технічній конференції “Проблеми і перспективи транспортування нафти і газу”, (м. Івано-Франківськ, 15-18 травня 2012 р.); 3-ій Міжнародній науково-технічній конференції “Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення та експлуатації машинобудівних конструкцій”, (м. Львів, 7 – 9 листопада 2012 р.); Міжнародній науково-технічній конференції “Втома та термовтома матеріалів і елементів конструкцій”, (м. Київ, 28 – 31 травня 2013 р.); Міжнародній науково-технічній конференції “Нафтогазова енергетика - 2013”, (м. Івано-Франківськ, 7-11 жовтня 2013 р.); 25th Scientific and Technical Conference “Drilling OIL-GAS 2014”, (Poland, Krakow, AGH, 11-13 June 2014); 5-ій Міжнародній конференції “Механіка руйнування матеріалів і міцність конструкцій”, (м. Львів, 24–27 червня 2014 р.); 4-ій Міжнародній науково-технічній конференції “Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій”, (м. Львів, 30 – 31 жовтня 2014 р.); Міжнародній науково-технічній конференції “Нафтогазова освіта та наука: стан та перспективи”, (м. Івано-Франківськ, 10-12 грудня 2014 р.).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковані в 33 наукових публікаціях, з яких 20 – статті у фахових виданнях України, виданнях інших держав та міжнародних журналах, що внесені до наукометричних баз і систем, 11 – наукові праці, матеріали та тези конференцій, 2 патенти.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, семи розділів, висновків, списку використаних літературних джерел,

який налічує 164 найменування, та 5 додатків. Основний зміст роботи викладений на 268 сторінках і містить 119 рисунків та 14 таблиць.

РОЗДІЛ 1

ВИВЧЕННЯ ПРОБЛЕМИ І ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ

1.1 Перспективи освоєння Україною морських родовищ

Україна належить до держав світу, які володіють паливно-енергетичними ресурсами всіх видів (нафта, природний газ, вугілля, торф, уран та ін.). Проте ступінь забезпеченості ними, рівень їх розвіданості та існуючі обсяги видобування не дозволяють досягти необхідного рівня енергетичної незалежності.

В паливно-енергетичному балансі України природний газ посідає перше місце – близько 40%, проте власний видобуток забезпечує лише чверть від обсягів внутрішнього споживання. Відповідно, дефіцит власного видобутку компенсується імпортом природного газу, що обумовлює високий рівень енергетичної залежності України.

Розв'язання проблеми енергетичної залежності України полягає, насамперед, у стимулюванні розвитку газовидобувної галузі, масштабному розгортанні проектів із видобування нетрадиційного газу, розробленні та впровадженні інноваційних технологій у сферах геологорозвідки, видобування, транспортування газу, ефективному управлінні трансформаційними процесами у газовій галузі. Одним із основних пріоритетів подальшого розвитку газової галузі України має стати освоєння вуглеводневих ресурсів акваторії Чорного та Азовського морів.

Газ шельфової зони та континентального схилу, газ щільних порід, сланцевий газ і метан вугільних порід в існуючих літературних джерелах умовно об'єднані під поняттям “нетрадиційного газу”, оскільки розвідка родовищ всіх цих видів газу в Україні перебуває на початковому етапі. У зв'язку з відсутністю точних геологічних даних, наразі існує значна невизначеність щодо оцінки можливих обсягів і вартості видобутку

нетрадиційного газу. Основним критерієм доцільності реалізації проектів із розвідки й видобування такого газу є їх економічна окупність. Рентабельність видобутку, насамперед, залежатиме від вартості імпортного газу, тобто від можливої ціни заміщення імпортом, а також від порівняльних цін на альтернативні енергоресурси.

Основними особливостями глибоководних родовищ є висока вартість розвідки, значні капіталовкладення у видобуток та інфраструктуру й висока невизначеність стосовно успішності проектів. Однак тенденція до збільшення частки енергоносіїв, що видобуваються під водою, є очевидною, оскільки на суходолі практично всі їх значні за запасами структури вже розвідані. Що стосується української частини Чорного моря, то поклади вуглеводнів на глибинах понад 200 м є маловивченими, а найперспективніші нафтогазові структури, за попередніми прогнозними оцінками, знаходяться на глибинах 1,5 – 2 тис. м [34].

Нині в умовах зменшення запасів традиційних енергоносіїв, що видобуваються на суходолі, всі чорноморські країни досить активно займаються освоєнням шельфу з метою видобування газу і нафти. Безперечним лідером у цій сфері є Турецька Республіка, яка має другу за довжиною (після України) лінію узбережжя у Чорному морі. Спільним для чорноморських країн є те, що всі вони залучають до освоєння своїх частин шельфу потужні (здебільшого транснаціональні) компанії, які мають великий досвід, сучасні технології і значні фінансові ресурси для розвідки, видобування, транспортування і переробки енергоносіїв. Жодна з чорноморських країн, включаючи Росію, не має власних плавучих платформ для видобування енергоносіїв на морських глибинах до 2000 м і на глибині залягання енергоресурсів до 9000 м.

На думку деяких експертів, український шельф Чорного моря площею 133,7 тис. км² може повністю забезпечити потреби нашої країни в газі і частково – у нафті. За даними державної служби геології та надр України

потенційні запаси енергоресурсів (нафта і природний газ) на українському шельфі Чорного моря оцінюються у 2,3 млрд. т умовного палива (т. у. п.), що становить близько 40 % усіх енергетичних запасів нашої країни. Ці запаси розподіляються так: Північно-Західний шельф – 604,1 млн. т. у. п.; глибоководна западина Чорного моря – 346,0 млн. т. у. п.; Прикерченський шельф – 257,0 млн. т. у. п.; акваторія Азовського моря – 324,8 млн. т. у. п. Решта менш масштабних запасів відкрита в інших частинах українського шельфу Чорного та Азовського морів. Значні запаси енергоресурсів відкриті на площі Килима (250 – 485 млрд. м³ природного газу), Скіфській ділянці (35 млрд. м³ газу та 25 – 60 млн. т нафти), структурі Нахімова (29 млрд. м³ газу), структурі Корнілова (35 млрд. м³ газу), структурі Абіха (6,7 млн. т. у. п.) [44].

Північно-західна частина шельфу Чорного моря є регіоном основної виробничої діяльності з видобутку природного газу та газового конденсату. Звідси починалося освоєння родовищ шельфу Чорного моря. У 1974 році тут було відкрито перше у Чорному морі родовище вуглеводнів – Голіцинське газоконденсатне. На сьогодні в регіоні розробляються три родовища: Архангельське газове, Голіцинське і Штормове газоконденсатні. Перші два дооблаштовані у 2011 році. На стадії освоєння перебувають Одеське і Безіменне газові родовища. А загалом в регіоні відкрито 8 газових та газоконденсатних родовищ і виявлено чимало високоперспективних структур (рис.1.1).

Південна і західна частини шельфу Азовського моря перспективні на відкриття та освоєння родовищ природного газу. У цьому районі розробляють три газові родовища: Стрілкове, Східно-Казантипське і Північно-Булганакське. Якщо перше було облаштоване ще у 1970 році, то решта – в 2002 і 2004 роках відповідно. Враховуючи малі глибини Азовського моря (максимальна глибина не перевищує 12 метрів), а також те, що взимку море замерзає, для облаштування родовищ були побудовані дві

льодостійкі платформи, а на одному з родовищ видобування ведеться без використання спеціальних гідротехнічних споруд, оскільки передбачено використання обладнання з підводним завершуванням гирла свердловини.



Рисунок 1.1 – Високоперспективні структури північно-західної частини шельфу Чорного моря

Прикерченська ділянка Чорного моря – найменш вивчений з трьох пріоритетних регіонів. Його перспективність підтвердило відкриття у 2006 році нафтового родовища Суботіна (рис. 1.2).

Також виявлено декілька високоперспективних структур, серед яких: Глибока, Південно-Керченська, Абіха, Палласа, Якірна, Морська, Личагіна, Союзна. Глибина моря на Прикерченській ділянці – у межах 30-500 метрів (рис. 1.3).

Що стосується глибоководної западини Чорного моря, то, як вже було сказано, поклади вуглеводнів на глибині понад 200 м є практично не

вивченими. За оцінками експертів, запаси енергоносіїв на українській ділянці шельфу Чорного моря розвідані лише на 4-5 %. Щоб провести повну розвідку хоча б третини вуглеводневих покладів у Чорному морі, потрібно 5-7 років та багатомільярдні інвестиції.



Рисунок 1.2 – Перспективні родовища Прикерченської ділянки Чорного моря

В той же час згідно з останньою інформацією добовий видобуток природного газу на шельфі Чорного і Азовського морів становить близько 4 млн. м³. За підсумками двох перших місяців 2013 року було видобуто 227 млн. м³ природного газу. Для порівняння, за радянських часів максимальний видобуток газу зафіксували в 85-86-і роки (близько трьох мільйонів кубометрів на добу), а в минулому десятилітті – в 2006-му році (близько трьох з половиною мільйонів кубометрів на добу). Причому зростання добового видобутку було забезпечене у стислі терміни. Так, у порівнянні з січнем 2012 року добовий видобуток природного газу на шельфі

Чорного і Азовського морів зріс на 42 відсотки (або 1,2 млн. м³), як результат дооблаштування родовищ, що вже експлуатувалися, капітального ремонту свердловин, а головне, – введення в експлуатацію нового Одеського родовища природного газу.



Рисунок 1.3 – Виявлені та перспективні структури Прикерченської ділянки Чорного моря

У 2012 році на Одеському родовищі розпочато видобуток природного газу і постачання його в газотранспортну систему. Для цього високотехнологічна СПБУ “Петро Годованець” проводила експлуатаційне буріння на блок-кондукторі БК-1, до якого у другій половині 2012 року споруджено 83-кілометровий підводний газопровід – найдовший підводний газопровід в історії України, який з’єднав БК-1 Одеського газового родовища і МСП-4 Голіцинського газоконденсатного родовища. Після проведення

пуско-налагоджувальних робіт природний газ, видобутий на Одеському родовищі, надходить новою магістраллю в діючий газопровід і далі – на берег в газотранспортну систему Криму.

На початку 2013 року видобуток на платформі БК-1 – першій з трьох, що планувалися ввести в експлуатацію на родовищі, – складав близько 1,5 млн. м³ на добу. До підводного газопроводу були підключені шість свердловини.

Якщо в 2012 році видобуток на Одеському родовищі тільки почався, то в 2013 році він планувався вже на рівні понад 600 мільйонів м³, а в 2014 і 2015 роках – більше одного мільярда м³ щорічно.

З цією метою планувалось облаштування Одеського родовища газу, яке в комплексі з Безіменним передбачало:

- встановлення чотирьох блок-кондукторів (БК-1 і БК-2 - побудовані, БК-1 - встановлений, будівництво БК-4 для Безіменного і БК-3 для Одеського знаходиться на стадії завершення), реконструкцію блок-кондуктора БК-1 в центральну технологічну платформу ЦТП-1 зі встановленням житлового блоку;

- будівництво внутріпромислових підводних газопроводів між чотирма блок-кондукторами;

- буріння і підключення експлуатаційних свердловин.

Освоєння Одеського родовища в комплексі з Безіменним мало стати основою для здійснення програми з триразового збільшення видобутку на шельфі Чорного та Азовського морів. Однак, на сьогодні весь газ, видобутий на родовищах Чорного моря, транспортується до Криму і не сприяє енергетичній незалежності України.

Повертаючись до глибоководної западини Чорного моря, слід зауважити, що згідно з проектом енергетичної стратегії України до 2030 року за різними оцінками запаси можуть становити від 4 до 13 трлн. м³ газу,

причому значна частина нових родовищ прогнозується на глибинах Чорного моря близько 2000 м.

Однією із проблем при реалізації проектів на глибоководних ділянках є забезпечення транспортування видобутої продукції до існуючих газотранспортних систем або промислів. Це зумовлено, як вже було сказано, значними глибинами моря. У зв'язку з цим особливої уваги потребує питання проектування глибоководної ділянки морського трубопроводу. З одного боку, помилки при проектуванні глибоководного трубопроводу можуть призвести до значних економічних втрат, пов'язаних з високою вартістю підводних ремонтів і тривалим простоюванням газопроводу. З іншого боку, навіть застосування найжорсткіших міжнародних норм, правил і стандартів не може гарантувати правильності прийняття тих чи інших технічних рішень на стадії проектних робіт та безпосереднього будівництва. Будь-які норми проектування тією чи іншою мірою відображають вже накопичений досвід будівництва та експлуатації інженерних споруд, а тому суто механічна екстраполяція відомих методів проектування на принципово нові й унікальні об'єкти неможлива без спеціального науково-технічного обґрунтування. Серед основних проблемних питань слід вказати, насамперед, на необхідність забезпечення значної товщини стінки глибоководних трубопроводів. Крім того, специфікою їх будівництва є укладання безпосередньо на морське дно, яке може мати складний рельєф. Це може призвести до утворення неприпустимо великих вільних прольотів, виникнення надмірних навантажень у матеріалі труби і, як наслідок, порушення її цілісності. Ще однією недостатньо дослідженою проблемою підводних трубопроводів є питання внутрішньої та зовнішньої корозії в умовах експлуатації у агресивних середовищах.

Сьогодні реальною альтернативою підводним трубопроводам може бути технологія морського транспортування газу суднами у стиснутому стані (технологія CNG). В даному випадку стиснутий газ – це природний газ, що

під час перевезення і зберігання перебуває в ємностях під високим тиском (близько 20 – 25 МПа).

Проведені дослідження дозволили з'ясувати, що технологія CNG має всі підстави для успішного конкурування із технологією транспортування підводними газопроводами, а в ряді випадків характеризується і додатковими перевагами (табл.1.1).

Таблиця 1.1 – Порівняльна характеристика технологій транспортування природного газу морських родовищ

Ознака	Підводний газопровід	Технологія CNG
1	2	3
1. Можливість зміни продуктивності транспортної системи	Обмежена	Необмежена
2. Можливість зміни маршруту транспортування газу <i>Потреба у зміні маршрутів транспортування газу виникає найчастіше в разі:</i> - припинення газопостачання із виснажених родовищ; - залучення в експлуатацію нових родовищ; - зміни пунктів постачання газу	Неможливо реалізувати	Може бути реалізована
3. Швидкість створення нового газотранспортного маршруту	Потребується значний час для проектування та будівництва нового газопроводу	Висока швидкість за наявності парку суден CNG
4. Вплив морських глибин на витрати на транспортування газу	Значний <i>(витрати суттєво зростають із збільшенням глибини прокладення газопроводу)</i>	Практично відсутній

Продовження таблиці 1.1

1	2	3
5. Вплив рельєфу морського дна на витрати на транспортування газу	Значний <i>(витрати зростають із зростанням рівня пересіченості поверхні морського дна)</i>	Відсутній
6. Зміна питомих транспортних витрат (витрати на транспортування одиниці об'єму газу на одиницю відстані) зі збільшенням відстані транспортування	Зростають із зростанням відстані транспортування	Знижуються із збільшенням відстані транспортування
7. Забезпечення ремонтного обслуговування елементів транспортної системи	Ускладнене та потребує значних витрат	Легко реалізується
8. Можливість спорудження та експлуатації в умовах акваторії з жорсткими навігаційними умовами, в тому числі в замерзаючих акваторіях	Не залежить від навігаційних умов	Як мінімум затруднена або неможлива

Зазначена технологія є абсолютно мобільною, може слугувати основою для освоєння нових родовищ та повернення в експлуатацію Україною родовищ, продукція яких через свою прив'язаність до існуючої системи транспортується до Криму.

1.2 Особливості розвитку технології CNG та загальні проблеми її впровадження

Фізична властивість газу метану, яка полягає в його здатності стискатися під високим тиском, дозволяє зберігати його в газових балонах. Це забезпечило можливість застосування метану як пального для автомобіля. Такий газ, як вже зазначалось, називається стиснутим природним газом або Compressed Natural Gas (CNG).

Всі численні перспективні технології транспортування газу є варіаціями CNG. Так, існує проміжна технологія між зрідженням та стисненням газу. При цьому тиск метану є нижчим, ніж у випадку CNG, а його температура вища температури зрідженого газу (LNG), тобто газ перебуває в розчиненому (абсорбованому) стані. Якщо адсорбентом є інший вуглеводень або їх суміш, то технологія позначається як LNG Lite™ або Compressed Gas Liquid™ (CGL™). Якщо ж розчинником є вода, тобто метан транспортується як метан гідрат, то це – гідратований природний газ. І, нарешті, зовсім новий спосіб транспортування газу – в твердому пористому адсорбенті за тиску 4,5 МПа. Ця технологія називається ANG і позбавлена багатьох недоліків існуючих і навіть перспективних способів зберігання та транспортування природного газу. У той же час наявний повний збіг з CNG за таким економічно суттєвим показником, як оптимальне транспортне плече.

На сьогодні до 50% запасів світового природного газу припадає на малі та середні родовища, розташовані на континентальному шельфі та у прибережній зоні. Основна їх частина віддалена на 500-1000 морських миль від основних ринків-імпортерів природного газу. Проте економіка диктує свої правила: середня відстань транспортування партій LNG за довгостроковим договором становить 3324 морські милі. Середня відстань перевезень при здійсненні короткострокових операцій набагато більша – 4 795 морських миль.

На даний час світовий ринок виробників LNG вже склався і належить країнам Південної Азії, Африки, Середнього Сходу, Австралії та Америки. Так, азіатські країни (Індонезія, Малайзія, Бруней) забезпечують понад 44% світового експорту LNG. У загальному виробництві Африка (Алжир та інші) займає друге місце в світі (25%), далі - країни Середнього Сходу (21%), Австралія (6%) і Америка (4%).

Технології CNG і ANG здатні скласти вагому конкуренцію LNG на ряді існуючих ринків за рахунок меншої вартості і меншого (економічно вигідного!) транспортного плеча, а також зайняти неохоплені LNG ринки. Важливою особливістю всіх трьох нових технологій є можливість офшорного завантаження судна газом безпосередньо з морської свердловини, в тому числі самопливом. CNG і ANG забезпечать транспортування навіть невеликої кількості газу, а, отже, відкриють можливість експлуатації малих родовищ і родовищ, розташованих в глибоководних зонах. Флот таких танкерів може бути більш мобільним, якщо складатиметься з суден меншого розміру, і численним, що уможливить щоденне постачання газу безпосередньо до трубопроводу. Також проекти CNG і ANG мають коротший період будівництва та значно більший чистий дисконтований дохід порівняно з проектами LNG.

Отримання прибутку від застосування CNG і ANG, у порівнянні з іншими проектами транспортування газу, пов'язане не тільки з низькими капіталовкладеннями в проект, але і з його реалізацією з використанням таких можливостей, як завантаження й розвантаження поза терміналами, безпека транспортування. Транспортування газу не пов'язане з проходженням трас маршрутів через інші держави, але вимагає узгодження для проходження каналів і входження в порти розміщення терміналів. Посудини для транспортування стиснутого природного газу сертифіковані за стандартами ISO і допущені для транспортування морським (водним) шляхом.

Процес стиснення для транспортування і зберігання природного газу у трубопроводах та інших системах був застосований ще понад сотню років тому назад. Ідея транспортування природного газу за допомогою морського транспорту вже давно розглядалася.

Першою спробою комерціалізації морського транспорту CNG було судно, спроектоване компанією “Колумбія Газ” наприкінці 1960-их років.

Цей проект використовував балони з високовартісного сплаву сталі і після кількох рейсів був припинений, будучи економічно не вигідним. З того часу відбулася стагнація розвитку CNG технологій на 30 років. Оскільки потреба у видобуванні газу з більш ізольованих та складних родовищ наприкінці 1990-их дуже зросла, інтерес до CNG відновився. Тоді ж з'явилися і нові прихильники та розробники технологій для морського транспорту CNG зі своїми різними концепціями.

На сьогодні у світі існує багато компаній, які розробляють технології морського транспорту CNG. Хоча ці технології базуються на подібних засадах, проте перебувають на різних стадіях розвитку і в них відображено різні методології стиснення та зберігання газу [35-42]. До списку компаній чи спільних підприємств, які вважаються найбільш залученими у ринок морського транспорту CNG, входять: EnerSea Transport LLC (США); CETech Marine, Knutsen OAS Shipping (Норвегія); SEA NG Management Corporation, TransCanada CNG Technologies, Trans Ocean Gas (Канада).

Таким чином, про морське транспортування CNG говорять вже понад 10 років, але, незважаючи на ентузіазм розробників і безліч розглянутих проектів, перше судно CNG досі не побудовано. На сьогодні найбільш перспективним проектом у цьому напрямку є використання суден CNG для постачання газу з карибського острова Тобаго в Пуерто-Ріко і в Домініканську Республіку з метою переведення на газове паливо місцевих електростанцій. Як можливі учасники проекту постачання стиснутого газу на судах CNG спеціальної конструкції розглядаються дві компанії з Калгарі (Канада) Grantech Engineering, що просуває технологію транспортування газу компанії Neptune Gas Technologies (NGT), і Sea NG – розробник і власник запатентованої технології морського транспортування стиснутого природного газу [43].

Щодо країн близького зарубіжжя (а саме Росії), то останні відомості про певні результати отримані від конструкторського бюро “Вымпел”. КБ

опублікувало прес-реліз про завершення розробки концептуального проекту судна-газовоза CNG виробничо-транспортного типу посиленого льодового класу, призначеного для використання в складі морської газотранспортної системи. Однак проект КБ “Вымпел” майже не відрізняється від концептуального проекту судна CNG, розробленого компанією Інтарі в 2005 році: нічого принципово нового виконана робота в зроблені раніше висновки не привнесла. Стосовно нафтогазової галузі, КБ “Вымпел” пропонує низку об'єктів, таких як: судна-газовози для транспортування природного газу під тиском (CNG технології) та плавучі установки для підготовки та компримування природного газу [44].

Характеристики пропонованих газозовів прийняті з урахуванням перспективи використання їх, в першу чергу, для вивезення газу з родовищ на шельфі Карського моря, з північно-східного узбережжя півострова Ямал, з родовищ на шельфі Баренцевого моря.

Найбільш універсальним із запропонованих є газозов виробничо-транспортного типу, що здатний приймати газ без попередньої підготовки (безпосередньо з родовища, або з берегового терміналу). Він призначений для використання у складі морської газотранспортної системи, що здійснює постачання газу з офшорних родовищ в пункти подальшої його переробки, наприклад, скраплення, або підготовки до закачування в газопроводи або сховища. Газ завантажується через систему STL-буя або через пристрій носового завантаження і проходить послідовну обробку в спеціальних системах, які забезпечують в подальшому закачування його у вантажні ємності. Згідно з проектом підготовка газу до необхідних параметрів за чистотою і складом проводиться методом низькотемпературної сепарації з розширенням в турбодетандері. Компримування виконується системою, основними компонентами якої є турбокомпресори з електроприводом і газозводні теплообмінники. Енергопостачання системи компримування передбачається від єдиної електроенергетичної установки судна.

Плавучий комплекс підготовки та компримування фактично є сховищем CNG, здатним приймати пластовий газ від підводної видобувної системи, підготовляти й компримувати його власними засобами. Далі підготовлений компримований газ подається на транспортні газовози CNG, обладнані пристроєм носового завантаження. Такий комплекс може бути ефективним при освоєнні родовищ, запаси газу яких недостатні для економічно-обґрунтованого створення інфраструктури для його скраплення.

Практично всі існуючі на сьогодні технології газопостачання спрямовані на забезпечення можливості транспортування великих об'ємів газу і для шельфових родовищ здебільшого малих розмірів, віддалених від берегової лінії на десятки, а то і сотні кілометрів, є непридатними. Останнім часом набув поширення вислів “невигідний” газ, що характеризує економічно невиправдане постачання на ринок газу за звичними технологіями трубопровідного транспортування чи зрідженого природного газу.

Як вже зазначалось вище, близько 50% запасів світового природного газу припадає на малі та середні родовища, розташовані на континентальному шельфі та у прибережній зоні, а їх продукція є тим самим “невигідним” газом.

З причини небажання компаній вкладати великі інвестиції в інфраструктуру, чи за наявності фізичних обмежень, що унеможливають постачання газу на сушу, технологія транспортування природного газу у стиснутому стані є економічно обґрунтованою на ринку “невигідного” газу. Однак, існують проблеми з реалізацією технології, що обумовлює актуальність досліджень у цьому напрямку.

На користь технології транспортування CNG свідчить регуляторна база, розроблена для підтримки її впровадження. На сьогодні існують три світові спільноти, які опублікували правила та інструкції для проектування і

спорудження морських CNG суден (American Bureau of Shipping, Det Norsk Veritas, Bureau Veritas).

Як уже зазначалось, від початку морський транспорт CNG розглядали як можливість забезпечення транспортування великих об'ємів газу на середні та великі дистанції. Багато хто протиставляв цю технологію технології зрідженого природного газу. Проте морський транспорт CNG ніколи не був рішенням для великомасштабного експорту природного газу. Його нішею залишається регіональне транспортування, де динаміка газового ринку є повністю відмінною від рішень щодо зрідженого природного газу.

Збільшення обсягів споживання природного газу зумовило розвиток нових і необхідність удосконалення традиційних способів постачання. Було очевидним, що міжнародні компанії залучатимуть кращих спеціалістів там, де масштаб проекту максимальний. Тому глобальна нестача висококваліфікованих спеціалістів для впровадження новітньої технології, є одною з перших причин гальмування проектів морського транспортування CNG [45].

Як і в будь-якій іншій галузі, морський транспорт CNG страждає від серйозної конкуренції між розробниками технологій. Хоча конкуренція є обов'язковою, від отримання контракту будь-ким із тих, хто прагне втілити цю технологію, виграє вся індустрія. Будь-який контракт є підтримкою її в цілому і збільшує можливість інших досягнень. Зважаючи на це, індустрія морського транспорту CNG повинна сконцентруватися на втіленні в реальність проекту, що базується на наявних перевагах технології.

На думку норвезьких енергетиків, в короткостроковій перспективі найбільш доцільним буде застосування даної технології на нафтових родовищах, де видобувається незначна кількість попутного газу, який можна буде зберігати і накопичувати за рахунок стиснення. Судна для перевезення стиснутого газу будуть потрібні для газових проектів, які в даний час

вважаються нерентабельними через географічне розташування родовищ або їх малу продуктивність.

За результатами аналізу наявних на сьогодні досліджень економічної доцільності використання різних варіантів транспортування газу морськими акваторіями [46] можна стверджувати, що транспортування газу на відстань 120 км в кількості 1 млрд. м³ і менше знаходиться в області застосування технології CNG (рис. 1.4). Це відповідає і умовам експлуатації Одеського родовища.

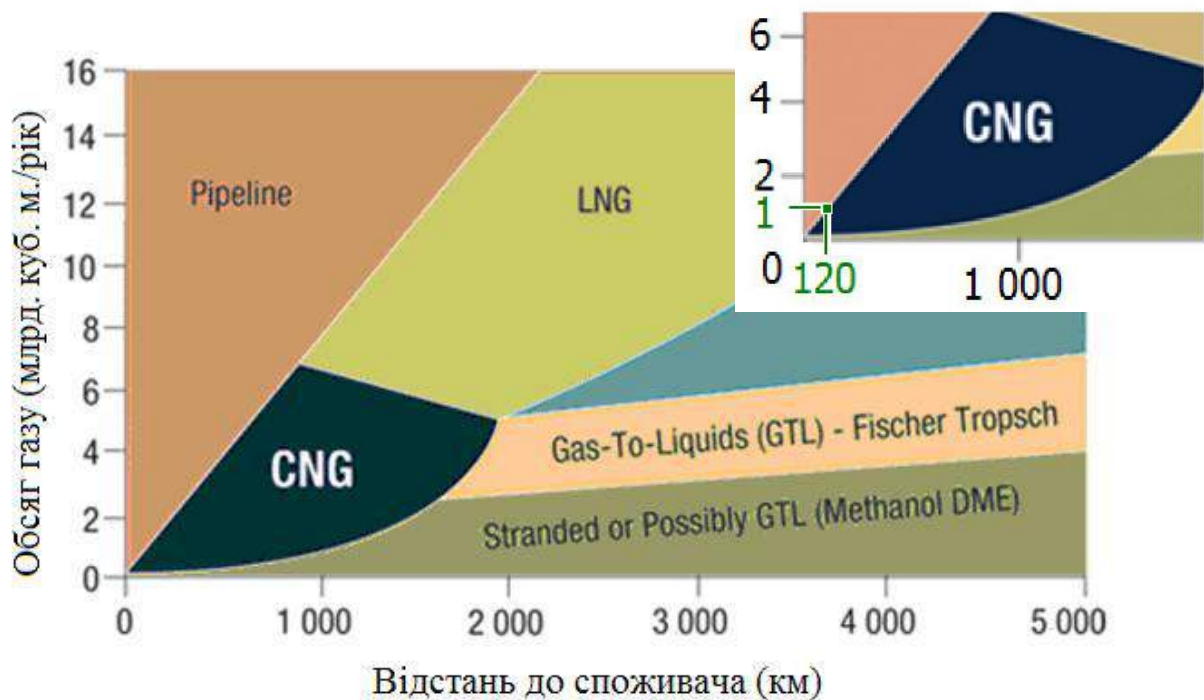


Рисунок 1.4 – Области використання технологій транспортування газу

З міркувань мінімізації капітальних вкладень та ризиків на початкових етапах впровадження технології CNG, доцільним є варіант використання як транспортних засобів несамохідних барж. Важливим є і те, що останні можуть бути спроектовані та виготовлені вітчизняними підприємствами за короткий термін. Слід зауважити, що ефективним буде використання барж в період введення в експлуатацію нових невеликих родовищ з продуктивністю

700 тис. м³ на добу і менше (рис. 1.5) [47]. Такі перевезення можна здійснювати як окремими баржами, так і їх караванами з використанням буксирів-штовхачів. При цьому, для прикладу, можуть бути реалізовані різні технологічні рішення щодо зберігання стиснутого газу.

У випадку приймання газу з офшорних родовищ, необхідно передбачити систему комплексної підготовки газу. Також повинна бути передбачена система компримування газу для його завантаження в ємності на борту.

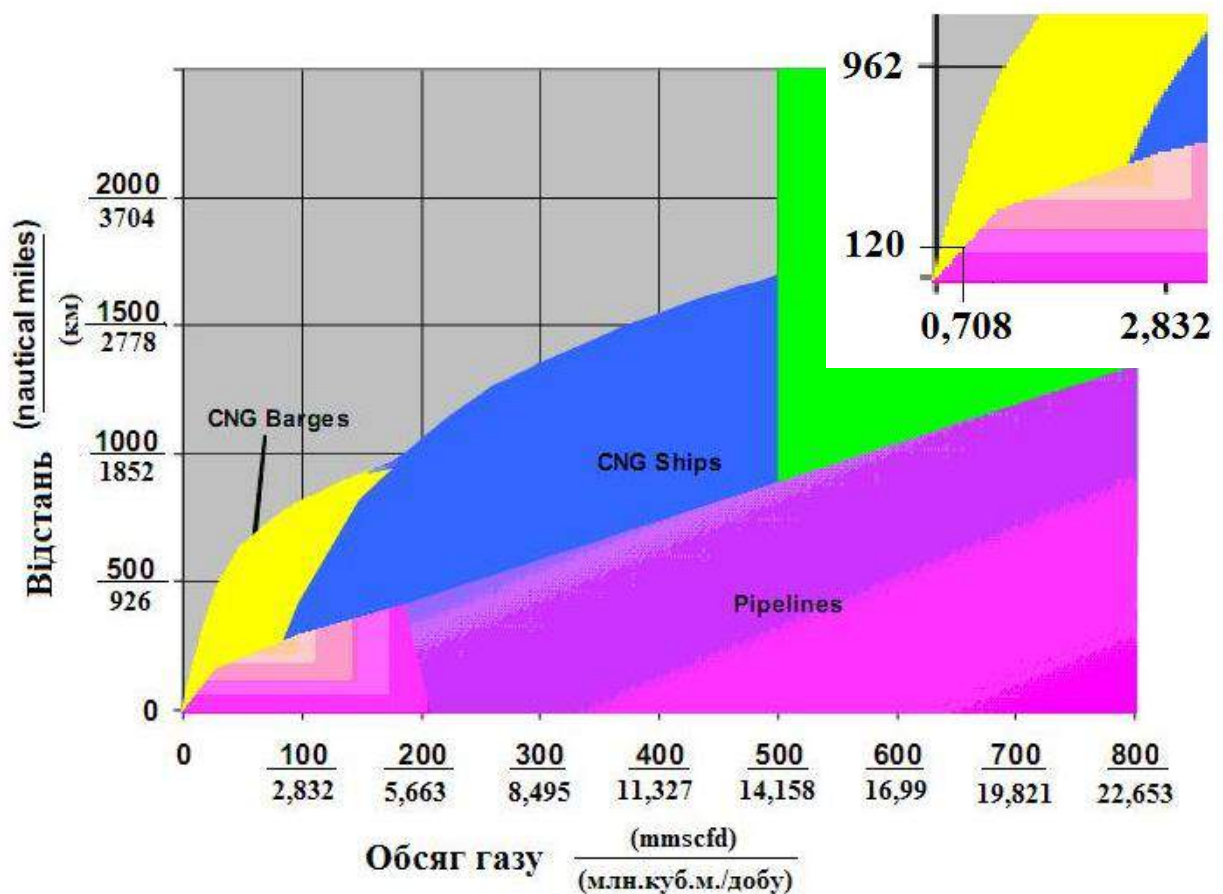


Рисунок 1.5 – Области використання для транспортування газу барж та суден

Оптимальним є варіант використання для транспортування газу, безпосередньо видобутого з морського родовища, спеціальної технологічної баржі, на якій змонтовано технологічне промислове обладнання для

очищення, осушення та стиснення видобутого газу. Безпосередньо для транспортування стиснутого газу використовується транспортна баржа. Заповнену транспортну баржу буксиром транспортують за відповідним маршрутом, а місце для завантаження займає інша (рис. 1.6) .

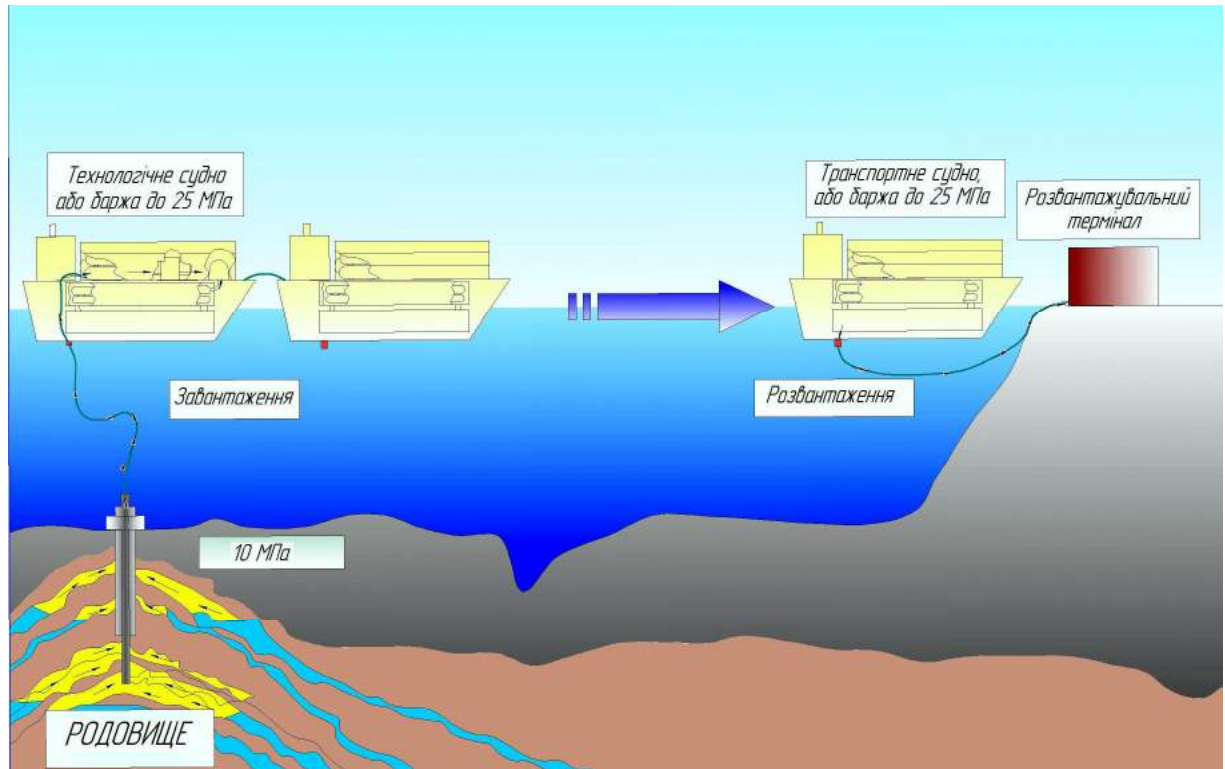


Рисунок 1.6 – Технологічний ланцюг технології CNG

За результатами проведених досліджень, беручи за основу описану схему реалізації технології транспортування CNG, визначено перелік особливостей щодо планування та успішної реалізації окремих проектів і вказано послідовність останніх:

- аналіз потенційних варіантів маршруту перевезення;
- прогнозування обсягів перевезень;
- визначення варіантів виконання початкових та кінцевих технологічних комплексів;

- розроблення логістики перевезень, визначення необхідного парку транспортних барж, їх параметрів та кількості буксирів;
- підбір та забезпечення працездатності машин і обладнання технологічного ланцюга транспортування;
- аналіз екологічних аспектів;
- розрахунок капітальних та експлуатаційних витрат;
- прийняття основних інвестиційних рішень, обґрунтування тарифів;
- оцінка економічної ефективності інвестицій.

Таким чином, за результатами проведеного аналізу визначено перелік особливостей, що потребують врахування при розробленні проектів, і зокрема при реалізації технології транспорту стиснутого природного газу з використанням несамохідних барж.

На сьогодні опубліковано доволі мало робіт, які б стосувалися техніко-економічних питань транспортування природного газу, видобутого із морських родовищ. Частково ці питання розглядалися у роботах Блінкова А. Н., Вайта С., Власова А. А., Вотінцева А. В., Дава Р., Данілова С. А., Данлопа Д., Зайцева В. В., Зеленовської Є. В., Крижанівського Є. І., Луковнікова А. А., Проніна Є. Є., Савицького М. М., Томаса С., Уніговського Л. М., Че Гі Рена, Шевцова А. І. та інших [48-57]. Тому існує чимало недостатньо досліджених питань, пов'язаних із можливостями застосування різних технологій транспортування природного газу офшорних родовищ. Потребують подальшого поглибленого дослідження питання оптимізації вибору транспортних схем, облаштування завантажувально-розвантажувальних терміналів, управління режимами транспортування газу, забезпечення працездатності обладнання, промислової підготовки вуглеводнів, економічного обґрунтування проектних рішень, раціонального просторово-часового розміщення видобувних та транспортних потужностей тощо. Отримані результати сприятимуть втіленню в реальність технології загалом.

1.3 Аналіз особливостей технічних рішень вантажних систем для реалізації технології CNG

Вантажна система – це найважливіший елемент сучасних проектів суден CNG, основу якого складають ємності для стиснутого газу та система трубопроводів, що з'єднують їх. На сьогодні ємності для зберігання і транспортування стиснутого природного газу (балони) прийнято класифікувати наступним чином (рис. 1.7) [58]:

CNG-1 – суцільнометалеві балони зі сталей або алюмінієвих сплавів;

CNG-2 – полегшені металеві балони (сталеві або алюмінієві) із кільцевою обмоткою скловолокном. В даному випадку металева частина і обмотка разом сприймають діюче навантаження;

CNG-3 – балони з тонким металевим лейнером (як правило, алюмінієвим), повністю армовані композиційним полімерним матеріалом;

CNG-4 – балони із композиційного полімерного матеріалу з неметалевим лейнером.

На основі зазначених типів ємностей згадані вище компанії пропонують окремі проекти. З метою оцінки можливих варіантів виконання транспортних барж та подальшого їх дослідження проаналізуємо особливості цих проектів.

Компанія CETech Marine розробляє технологію Shuttle Producer, що загалом є системою зберігання стиснутого природного газу на базі типового танкера (рис. 1.8). Її конструкція має форму горизонтальних товстостінних труб, що витримують тиск від 135 до 275 бар. Елементи системи виготовляються незалежно на будь-якому підприємстві, а потім монтується на судно. При цьому застосовується добре відома технологія штабелювання морських трубопроводів великого діаметра на судні. Проектування і визначення розмірів монтажної системи було сфокусовано на мінімізації динамічної взаємодії між трубами та корпусом.

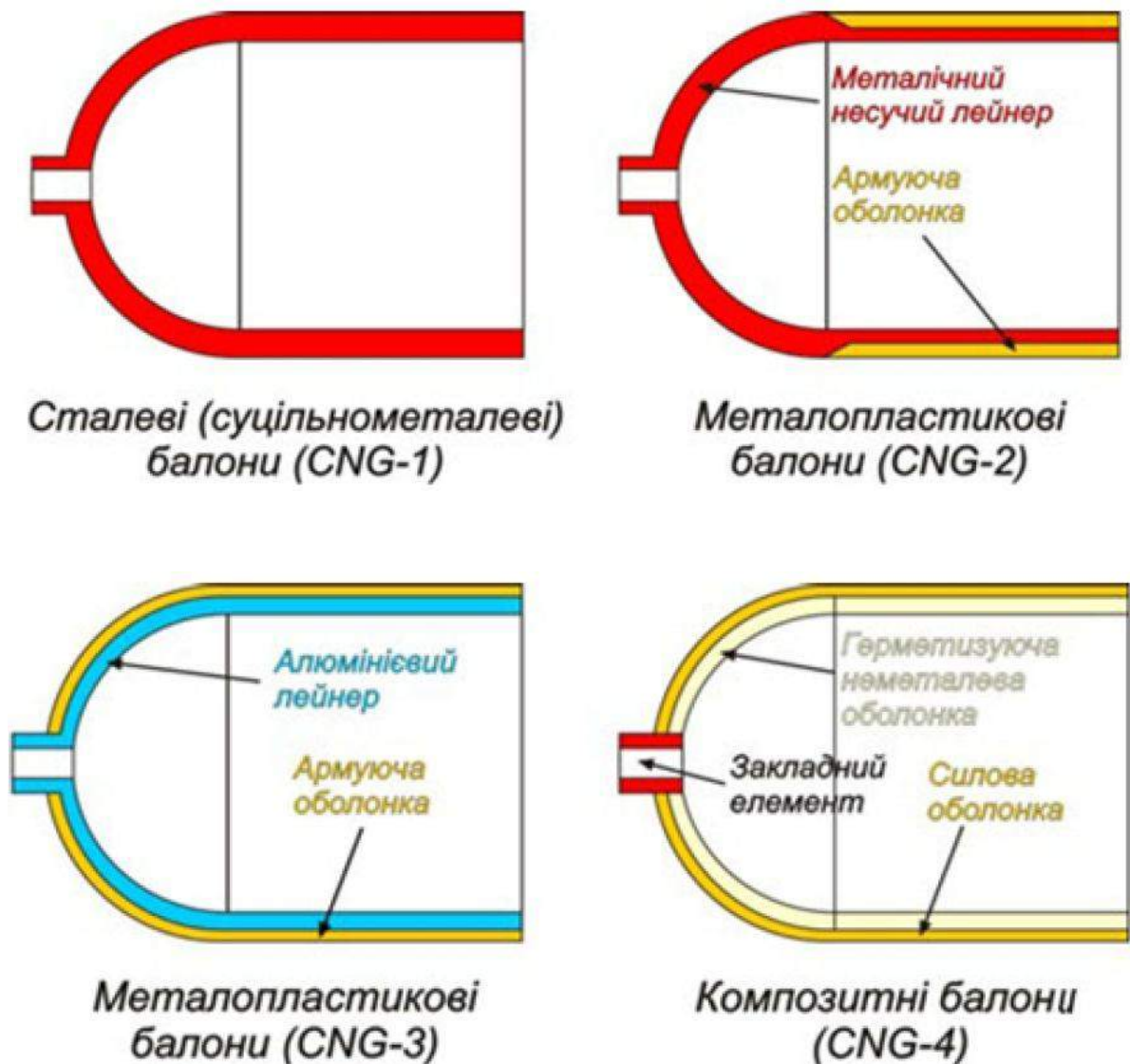


Рисунок 1.7 – Типи ємностей для зберігання і транспортування стиснутого природного газу

Компанія EnerSea Transport LLC розробила технологію для морського транспортування стиснутого природного газу, яка, на її думку, може забезпечити його великомасштабне морське транспортування і зберігання (рис. 1.9).

Згідно з технологією VOTRANS природний газ після стискання охолоджується до низьких температур, що додатково зменшує його об'єм.

При низьких температурах (від -17 до -40°C) процес стискання відбувається за нижчого тиску, ніж за температури навколишнього середовища і перебуває в діапазоні від 100 до 125 бар, що дозволяє значно зменшити кількість сталі, необхідної для виготовлення контейнерної системи.

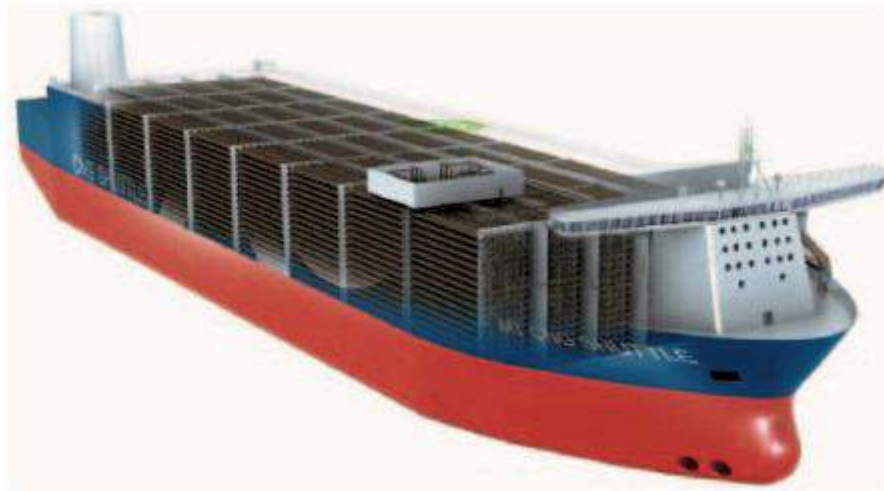


Рисунок 1.8 – CNG судно за технологією компанії CETech Marine



Рисунок 1.9 – CNG судно за технологією компанії EnerSea Transport LLC

Згідно з технологією VOTRANS охолоджений газ транспортується у модульних контейнерах. Ємності для стиснутого природного газу за вказаною технологією виготовляються з труб із сталі X80, а саме із двох 12-ти метрових або 18-ти метрових труб великого діаметру. Один модуль

системи VOTRANS складається з 52 циліндричних ємностей. Модулі (зазвичай від 3 до 6) у свою чергу об'єднуються через засувки та маніфольди у окремі рівні завантаження/розвантаження. Один такий рівень може складатися з 156 ємностей.

У базовому проєкті вантажна система VOTRANS складається з масиву вертикальних 36-метрових труб великого діаметру, виготовлених з високоміцної вуглецевої сталі. Група з 24 труб відділена і об'єднана маніфольдом у систему з однаковим тиском і напрямом потоку, що являє собою резервуарний модуль (рис. 1.10). 9 модулів групується у кожен з 12 трюмів судна. Трюми ізолюються і заповнюватимуться нітрогеном для забезпечення безпеки.

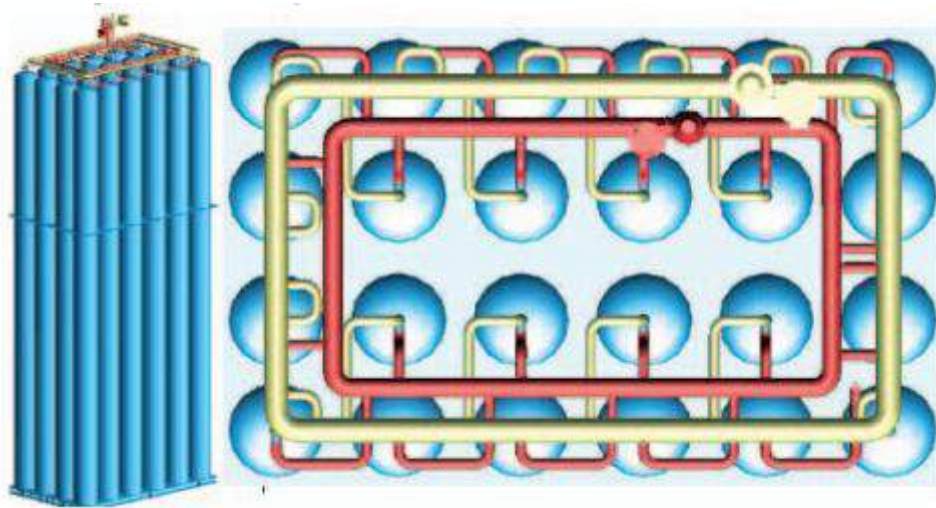


Рисунок 1.10 – Резервуарний модуль CNG судна за технологією компанії EnerSea Transport LLC

Розвантаження газу здійснюється за допомогою механізму витіснення рідиною, що є сумішшю етиленгліколю і води. Метод витіснення рідиною, що застосовується у VOTRANS, дозволяє витіснити до 99% газу з контейнерів. Для порівняння, альтернативні технології передбачають від 6 до 10 % залишку газу.

Норвезька компанія Knutsen OAS Shipping зосередила свою увагу на забезпеченні транспортних послуг для енергетичних компаній на основі часового чартеру. Вона також прагне стати основним провайдером послуг з транспортування стиснутого природного газу, для нафтових та енергетичних компаній у всьому світі.

Відповідно до її технології передбачається використання вертикальних контейнерів з тиском газу в них близько 275 бар (рис. 1.11). Розробники стверджують, що вертикальне встановлення CNG контейнерів є найбезпечнішою і найбільш гнучкою завдяки загальній простоті, невеликій кількості запірних пристроїв, малим діаметрам трубопроводів та конструкції, яка забезпечує тільки витік перед аварією (а не вибух).

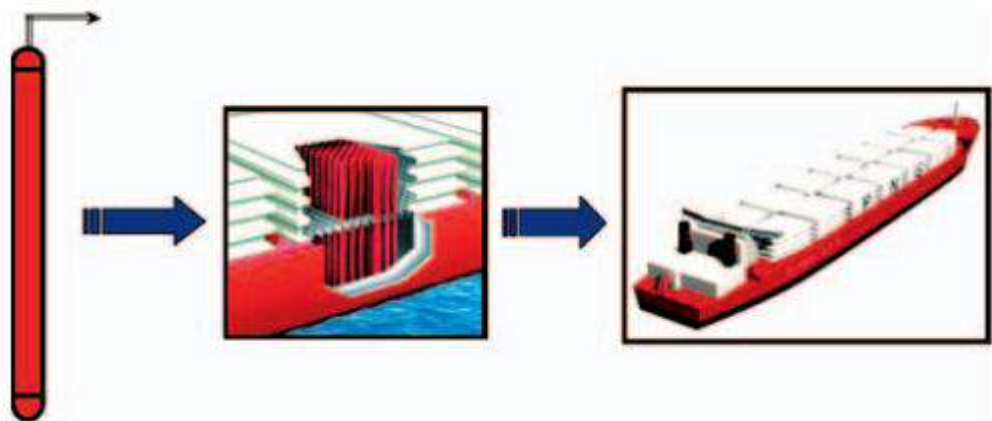


Рисунок 1.11 – CNG судно за технологією компанії Knutsen OAS Shipping

Cran and Stenning Technology Inc. – компанія-попередник Sea NG Management Corporation – перша компанія, що застосувала концепцію трубопроводів для транспортування стиснутого природного газу морем. Останні 10 років вони працювали над вдосконаленням проекту Coselle. Проект першого Coselle CNG судна отримав повне класифікаційне схвалення для конструювання у вересні 2006.

Система зберігання газу під високим тиском являє собою велику котушку з труб малого діаметру (6 дюймів), що розміщуються на сталевому балковому барабані. Ідея полягає у зменшенні коштів на виробництво контейнерних систем і полягає у намотуванні кілець трубопроводу з малим діаметром у великі барабани. Зазвичай на барабан намотується близько 16 км труб з високоміцної сталі X70. Барабан є основою та захистом при транспортуванні та їх укладанні. Розмір барабана може змінюватися від 15 до 20 метрів у діаметрі і від 2,5 до 4,5 метрів у висоту, та може важити до 550 тон. Укомплектований трубами барабан вміщує близько 85 тис. м³ природного газу залежно від його розмірів, температури, тиску та складу газу. Окремі барабани об'єднуються власним маніфольдом та системою контролю. Для безпеки судна трюми заповнюються нітрогеном, що убезпечує від пожежі під палубою. Всі вентиля та запірні арматури виведені на палубу для полегшення обслуговування (рис. 1.12). Повна система постачання Coselle CNG складається з судна, з'єданого з об'єктами завантаження та розвантаження.

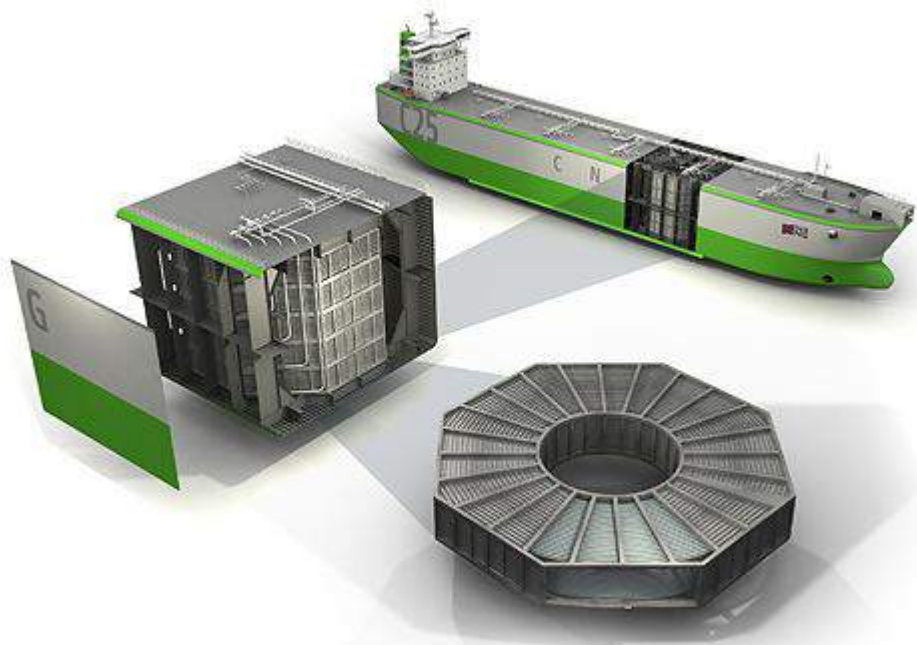


Рисунок 1.12 – CNG судно, спроектоване за технологією компанії Sea NG Management Corporation

Малий діаметр труб даної технології зменшує як ймовірність, так і наслідки розриву порівняно з громісткими посудинами високого тиску. Надійність конструкції вища, оскільки тонкостінний трубопровід є більш гнучким і тріщиностійким, ніж товстостінні посудини. Наслідки порушення цілісності зменшуються за рахунок малого діаметру труби, оскільки його можна легко перекрити, навіть якщо система повністю зруйнується, тому енергія декомпресії вивільняється набагато повільніше, ніж у випадку з посудинами великого діаметру. Згідно з даною технологією 90 % обладнання - це звичний шестидюймовий трубопровід з товщиною стінки $\frac{1}{4}$ ". Решта 10 % - це сталевий лист для виготовлення барабанів. Сталева труба цього діаметру і товщини стінки є продуктом масового виробництва підприємств. В проєкті Coselle кількість посудин високого тиску зменшується мінімум у 50 раз і, відповідно, зменшує складність з'єднання та систем контролю. Вантажну систему, виконану у вигляді труби, можна повністю дослідити з допомогою інтелектуальних поршнів. Якість, простота, швидкість та автоматизація діагностування збільшують безпеку та зменшують експлуатаційні затрати порівняно з методиками діагностування типових посудин під тиском.

Компанія TransCanada CNG Technologies є розробником системи газового транспортного модуля (GTM) для транспортування стиснутого природного газу, в якій використовується технологія ємностей комбінованого типу.

GTM складається із тонкостінних сталевих посудин високого тиску, зміцнених композитним матеріалом, що сприяє зменшенню маси порівняно з іншими сталевими посудинами і водночас має високий рівень безпеки. Природний газ стискується до тисків понад 200 бар і подається у GTM через завантажувальні з'єднання високого тиску.

Обмотуванням тонкого сталевого лейнера скловолокном і смолою зменшує масу посудини приблизно на 40 %. Об'єднання певної кількості

транспортних модулів з допомогою маніфольдів та систем контролю дає змогу транспортувати різні об'єми газу за різних режимів транспортування.

Ця технологія також має інші важливі переваги стосовно безпеки на розрив, міцності, границі втоми та корозійного захисту. До того ж, система працює за умов зовнішнього середовища, в ній застосовуються вуглецеві сталі та типове скловолокно і смоли.

GTM може застосовуватися для різних потреб і виготовлятися відповідно з довжиною від 20 до 80 футів. 80-ти футові модулі можуть виготовлятися для барж та суден (рис.1.13), на яких вони встановлюються вздовж і з'єднуються маніфольдами в одній точці завантаження/розвантаження на носі чи на середині судна.



Рисунок 1.13 – CNG судно та баржа з газовими транспортними модулями за технологією компанії TransCanada CNG Technologies

Компанія Trans Ocean Gas пропонує найбільш унікальний метод транспортування стиснутого природного газу. Для транспортування CNG суднами використовуються композитні посудини високого тиску, зміцнені волокном. Компанія стверджує про такі переваги конструкції:

- досить легкі (1/3 маси сталевих);
- стійкі до корозії (термопластиковий лейнер);
- безпечні до розриву (витікання перед вибухом);
- високонадійні;
- стійкі до наднизьких температур (-80 °C);
- економічно вигідні.

Вантажна система виготовляється у вигляді модульних касет з метою забезпечення легкого встановлювання та переміщення (рис. 1.14). Касета може вміщувати до 24 вертикальних балонів із з'єднувальними маніфольдами зверху і знизу кожної касети. Кожна касета може містити від 42,5 до 54 тис. м³ природного газу. Кілька касет можна об'єднувати з метою формування модуля зберігання газу. Контрольні вентиля розташовані на основній палубі. Задля безпеки всі трубні з'єднання в трюмі виконуються зварними. Спроектвані сталеві касетні рами дають змогу ізолювати контейнерну систему від гідродинамічних рухів та вібрацій. Також вона забезпечує повний візуальний огляд при обслуговуванні та видалення сконденсованої із природного газу рідини будь-коли під час рейсу.

Композитні посудини виготовляються з пластикового лейнера, що слугує оправкою для намотування волокна. В процесі формування посудини волокна карбону, арамідю або скловолокна пропускаються через ванну з епоксидною смолою, а потім спіралью намотуються на лейнер. Повністю зміцнені скловолокном посудини мають масу близько 1/3 маси високоміцних сталевих посудин. При цьому скловолокно є легкодоступним у великих кількостях і відносно дешевим.

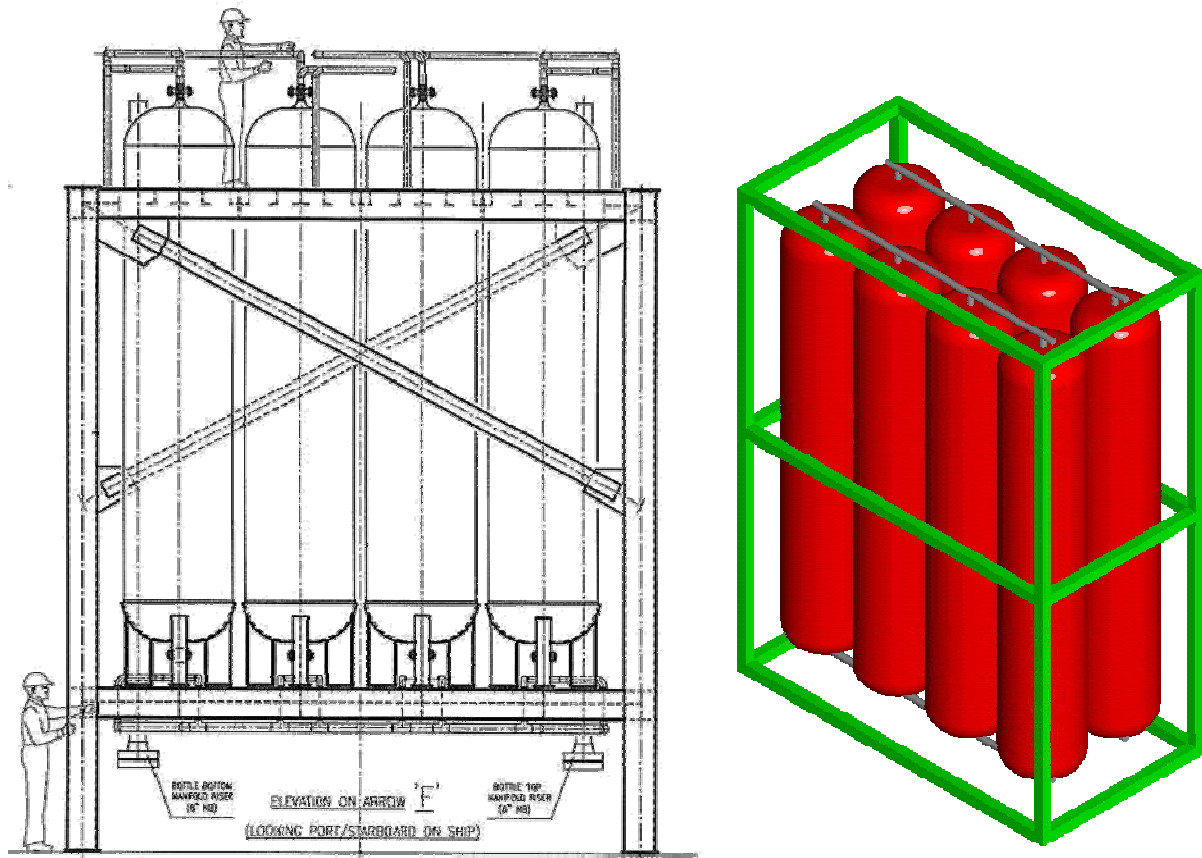


Рисунок 1.14 – Модульна касета CNG судна за технологією компанії Trans Ocean Gas

Природний газ часто містить у своєму складі корозійні елементи, такі як вуглекислий газ, вода, сірка. Тому композитні посудини формуються на основі лейнеру з поліетилену високої густини. Цей поліетилен є звичайним корозійностійким пластиком, який широко використовується в нафтогазовій промисловості.

Завдяки спіральному намотуванню волокна при виникненні отвору у композитних посудин дуже мала схильність до його збільшення. При прострілюванні такий балон не вибухає – відбувається лише витікання газу крізь виниклий отвір. За умов швидкої розгерметизації температура газу опускається до -80°C , однак шкідливих ефектів для роботи балона не спостерігається. Композитні балони стають ще міцнішими за низьких температур.

Вентиль з неіржавіючої сталі, розміщений на одному із днів балона, дозволяє з'єднувати їх з допомогою типових маніфольдів. Велика кількість балонів може бути з'єднана з метою створення газового контейнерного модуля, призначеного для монтажу на морському транспортному засобі (рис. 1.15).

Також на сьогодні пропонується ще одне рішення контейнерної системи під назвою “кубічна тороїдальна резервуарна система” (КТРС). КТРС має чудову об'ємну ефективність та масу порівняно з іншими системами, запропонованими для морського транспортування стиснутого природного газу. Іншою важливою перевагою КТРС для транспортування стиснутого природного газу є значне зменшення площі поверхні резервуара, так як це впливає на теплопередачу в та з транспортованого стиснутого природного газу, що, у свою чергу, збільшує його тиск внаслідок збільшення температури газу.



Рисунок 1.15 – CNG судно з газовими транспортними модулями укомплектоване за технологією компанії Trans Ocean Gas

Загалом КТРС порівняно з іншими існуючими резервуарними системами характерні такі переваги:

- значне зменшення довжини судна чи платформи;
- значне зменшення маси вантажної системи;
- значне зменшення площі поверхні резервуара;
- легка в обслуговуванні;
- значно зменшена кількість маніфольдів.

Результатом цих переваг є значне заощадження коштів на придбання та обслуговування системи порівняно з іншими запропонованими конструкціями. Зменшення маси вантажної системи відповідно дає змогу зменшити експлуатаційні затрати на 5-10 %.

Підсумовуючи результати проведеного аналізу, необхідно зауважити, що, як вже зазначалось, жоден із проектів на сьогодні не став основою для реалізації технології CNG з метою морського транспортування газу у великих обсягах. Водночас світовими виробниками пропонуються модулі для транспортування стиснутого природного газу, які за призначенням є рухомими автогазозаправниками. Такі модулі виконуються за розмірами стандартного морського контейнера, з допомогою спеціальних кріплень монтуються на шасі, призначеному для перевезення контейнерів, і комплектуються балонами різних типів.

Високотехнологічними і дорогими є конструкції CNG-4, але потенціал їх застосування найбільш високий. Балони цього типу у порівнянні з іншими мають такі переваги: менша вага, більша надійність, нижчий рівень вибухонебезпеки. Компанією HEXAGON Lincoln USA з використанням балонів CNG-4 виготовляється система для транспортування газу “TITAN™4” на базі 40 футового контейнера (рис. 1.16).

Модуль TITAN 4 складається з чотирьох полімерно-композиційних балонів з робочим тиском 25 МПа і загальною місткістю 10080 м³ газу. Балони між собою з'єднані сталевими трубопроводами і арматурою.

Трубопровідна система дозволяє здійснювати завантаження і розвантаження через один вхід, а її компоненти змонтовані безпосередньо на рамі. Завдяки спеціальному монтажу балони можуть збільшуватися в розмірах в осьовому і діаметральному напрямку з підвищенням тиску.



Рисунок 1.16 – Модуль TITAN 4, розроблений на базі балонів типу CNG-4

На сьогодні на світовому ринку пропонуються також спеціальні модулі з балонами типу CNG-2.

Фірма KelleyGTM виготовляє модулі з розмірами 20 футового контейнера, які містять 9 сталевих ємностей з композиційним підсиленням (рис. 1.17). Кожна окрема ємність містить 389 м³ стиснутого до тиску 22,5 МПа природного газу. Модуль забезпечує транспортування 3500 м³ газу.

З використанням балонів цього ж типу можливим є виготовлення 20-футових контейнерних модулів на вітчизняних підприємствах. Відповідна технологія розроблена інститутом електрозварювання ім. Є. О. Патона.



Рисунок 1.17 – Модуль KGTМ, розроблений на базі балонів типу CNG-2

Корейською фірмою NK CO LTD Korea пропонуються 20- і 40-футові контейнери з балонами для транспортування газу типу CNG-1 (рис. 1.18). Однак вони характеризуються доволі високою металоємністю.



Рисунок 1.18 – Модулі на базі балонів типу CNG-1

Альтернативним варіантом для такого типу балонів може бути виконання вантажних систем для транспортування стиснутого природного газу у вигляді ділянок трубопроводів великого діаметру із застосування високоміцних труб із сталей підвищеного класу міцності (X80, X100).

Робочий тиск таких систем складає 10 МПа. Однак, зважаючи на те, що запропонована конструкція вантажної ємності є ділянкою трубопроводу, можливим є, як вже зазначалось, зниження коефіцієнта запасу міцності для неї до 1,7. З метою зниження маси таких ємностей та підвищення робочого тиску також пропонують використовувати двошарову комбіновану конструкцію. В окремих випадках ємності такої конструкції називають рухомим трубопроводом [55].

Запропонований CNG-модуль з довгомірною трубою високого тиску для транспортування стиснутого природного газу (рис. 1.19) складається з стандартного 40-футового морського контейнера відкритого типу 1, в якому на опорах 2 розташовано ємність високого тиску у вигляді просторового змійовика, що складається з послідовно сполучених прямолінійних 4 та криволінійних ділянок труб. Фіксують змійовик до корпусу CNG-модуля жорстко за допомогою спеціальних фіксаторів. CNG-модулі, з'єднані прямолінійними фітингами 3 у блоки, розміщують у трюмі і на палубі.

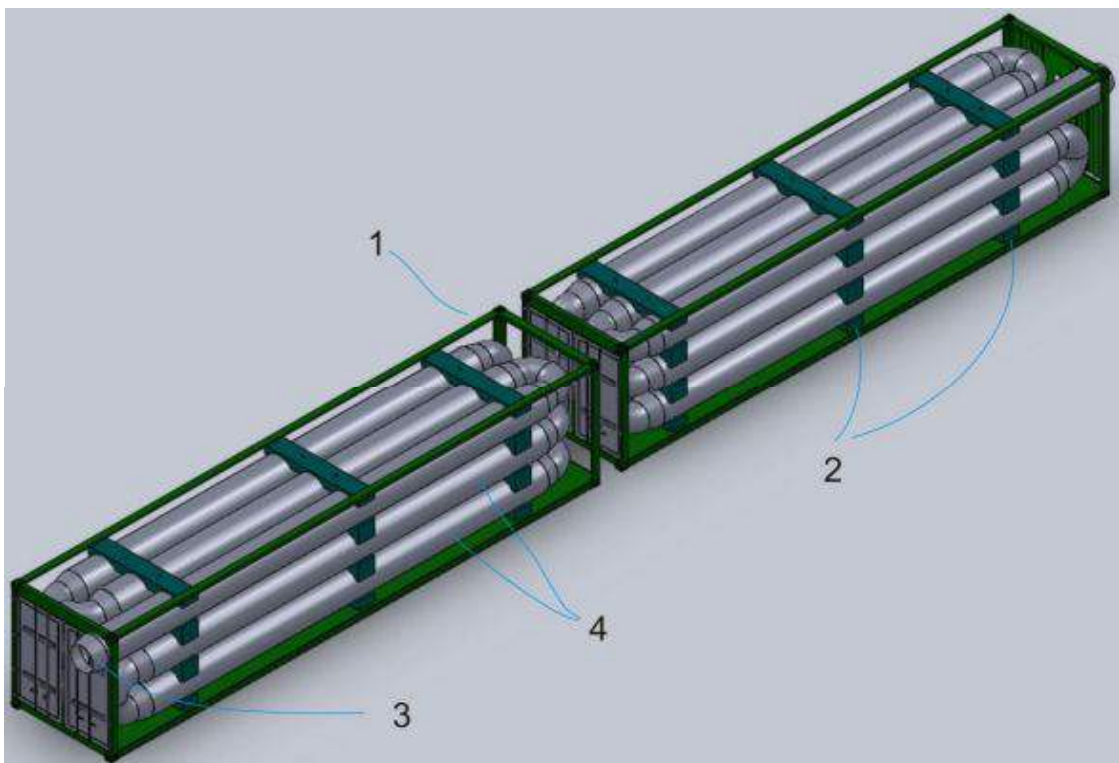


Рисунок 1.19 – CNG-модулі з довгомірною трубою високого тиску

Для менших обсягів транспортування з використанням спеціальних барж та караванів барж конструкція CNG-модулів не обмежується розмірами стандартного контейнера. Зокрема в ІФНТУНГ розроблена схема компонування довгомірного трубопроводу із стандартних 720 мм труб, підсилених відповідним скловолоконним армуванням в трюмному та палубному просторі барж.

В ході патентного пошуку безпосередньо щодо питань облаштування вантажних систем транспортних барж встановлено, що згідно з патентом США N 4846088 посудини для зберігання стиснутого природного газу розташовані тільки на палубі морської баржі або над нею. Система зберігання стиснутого природного газу містить балони високого тиску, виконані з трубопровідних труб і розташовані горизонтально над палубою морської баржі. Перевагою системи є низька вартість. При ймовірних витіках газ природним шляхом потрапляє в атмосферу, що запобігає можливості пожежі або вибуху. Газ транспортують за температури навколишнього середовища. Однак недоліком описаного способу транспортування стиснутого природного газу є обмежена кількість посудин високого тиску, які можуть розміститися на палубі баржі, через обмеження щодо її стійкості. Таким чином, кількість газу, що перевозиться однією баржею, дещо обмежена, в результаті чого вартість перевезення одиниці об'єму газу досить висока.

Також необхідність розвитку транспортування стиснутого природного газу баржами вивчалася компанією Foster Wheeler Petroleum Development. Спосіб транспортування стиснутого природного газу, запропонований компанією, містить посудини високого тиску у вигляді труб, що розташовані горизонтально в групі човникових караванів. Каравани складаються з буксирів і від'єднаних барж. При цьому кожна посудина має регулюючий клапан, а температура цих посудин дорівнює температурі навколишнього середовища. Недоліками цієї системи є: необхідність під'єднання барж до

човникових караванів і їхнє від'єднання, що займає багато часу і знижує продуктивність; обмежені морехідні якості човникових караванів, що включають кілька барж; складна система стикування, що негативно впливає на надійність всієї системи транспортування і підвищує матеріальні витрати.

Підсумовуючи результати проведеного аналізу, необхідно зазначити, що для формування вантажних систем морських транспортних засобів, і зокрема барж, за умов реалізації початкових проектів доцільним є використання спеціальних модулів з ємностями типу CNG-4. З міркувань зниження вимог щодо підготовки газу оптимальним є варіант вертикального розташування таких ємностей, що створює можливість видалення за необхідності сконденсованої із природного газу рідини. Однак, при монтажі таких ємностей на баржах свої корективи вносять обмеження щодо допустимої їх висоти. З огляду на вказані обмеження та високу вартість зазначених ємностей, альтернативою може бути використання ємностей комбінованого типу (CNG-2) як у модульному виконанні, так і у вигляді довгомірної труби.

Окрім багат шарових, якими є ємності типу CNG-2, CNG-3, CNG-4, з метою зменшення габаритів при транспортуванні газу (зокрема баржами) можуть бути використані і багатопорожнинні ємності. На сьогодні відомі багатопорожнинні ємності (резервуари, балони тощо) високого тиску, в основу конструкції яких покладено давно використовуваний в техніці принцип розвантаження оболонки від високого тиску з одного боку за допомогою протитиску з іншого [59].

Для порівняльної оцінки вантажних ємностей різних типів і вибору найбільш перспективного варіанту можуть бути застосовані критерії масової досконалості конструкцій, широко використовувані в різних областях техніки.

Відношення маси балона до його ємності (корисного внутрішнього об'єму, виміряного у літрах води) називають "коефіцієнтом досконалості"

або “коефіцієнтом тари”. Чим важчий балон, тим вищий коефіцієнт тари. Наприклад, у балонів різних типів коефіцієнт тари може становити: для CNG-1 (з вуглецевої сталі) – від 0,9 до 1,2 кг/л; CNG-2 (з легованої сталі і кільцевої обмотки) – від 0,65 до 0,85 кг/л; CNG-3 (з алюмінієвого лейнера і композиційної обмотки) – від 0,3 до 0,5 кг/л; CNG-4 (з композиційних матеріалів) – від 0,25 до 0,55 кг/л. [60]. Однак ці коефіцієнти є порівнюваними за умов рівності робочих тисків балонів різних типів (для прикладу, 20 МПа).

Конструктивно-масову або масову досконалість посудин високого тиску і балонів також прийнято оцінювати за параметром конструктивної досконалості (ПКД), який є більш універсальним енергетичним показником, що дає змогу порівнювати між собою ємності будь-якої форми [61]:

$$ПКД = W_{ПВТ} = \frac{P_{роз} \cdot V_{об}}{M_{ПВТ}}, \quad (1.1)$$

де $P_{роз} \cdot V_{об}$ – проектний (конструктивний) параметр;

$P_{роз}$ – руйнівний тиск;

$V_{об}$ – внутрішній об'єм оболонки;

$M_{ПВТ}$ – маса всієї конструкції посудини в цілому.

При цьому параметр масової досконалості $W_{ПВТ}$ має розмірність питомої міцності матеріалу σ_B / ρ_m , кДж/кг. Загальна маса посудини включає масу силової і герметизуючої оболонок, маси штуцерів, фланців, покриттів і інших елементів конструкції. При цьому сам параметр $W_{ПВТ}$ не залежить від форми і геометричних розмірів ємності (балона), тому формулу (1.1) можна використовувати для порівняння не тільки всієї конструкції, але й силових оболонок, виконаних з металів і композиційних матеріалів. Однак, вказаний параметр враховує значення руйнівного тиску, що не дає можливості визначення кількості газу, що перевозиться в ємності, за відомими масо-габаритними показниками.

Для оцінки ефективності перевезення стиснутого газу, і зокрема морськими шляхами, пропонуються також критерії [62]:

– відношення маси вантажу у вантажній ємності до маси порожньої вантажної ємності;

– відношення маси вантажу у вантажній ємності до маси заповненої вантажної ємності;

– відношення маси вантажу, що перевозиться на судні з використанням конкретного типу ємності, до водотоннажності судна.

Зважаючи на відсутність на сьогодні єдиної неекономічної оцінки ефективності перевезення стиснутого газу, доцільним є розроблення нової або вдосконалення існуючих методик, з метою введення критеріїв масо-габаритної досконалості ємностей з різними робочими тисками та конструктивним виконанням.

1.4 Особливості систем, що забезпечують реалізацію технології CNG

Морське транспортування природного газу включає дві основні складові – систему транспортування водою і берегове обладнання. Коротке вивчення зазначених складових показує, що морське транспортування стиснутого природного газу вимагає великих затрат на їх експлуатацію. Для порівняння вивчення систем транспортування зрідженого природного газу вказує на високу вартість берегового обладнання, що на маршрутах на короткі відстані є найбільш істотною частиною капітальних затрат. Не зважаючи на порівняно низьку вартість обладнання, що забезпечує реалізацію технології CNG, ні в одній представленій на сьогодні роботі не вирішена проблема, пов'язана із завантаженням і розвантаженням газу береговим обладнанням.

Особливості систем, що забезпечують реалізацію технології CNG, значною мірою визначаються специфікою проекту морського транспортування газу. Склад і параметри елементів систем будуть залежати, насамперед, від параметрів джерела постачання газу та газотранспортної системи, куди він розвантажуватиметься.

Для судна CNG, призначеного для приймання газу з офшорних родовищ, необхідно передбачити систему комплексної підготовки газу в складі, аналогічній системам підготовки газу до завантаження в газопровід на берегових родовищах. На судні також повинна бути розміщена система компримування газу для його завантаження в бортові ємності.

Загалом проектування основних систем суден CNG, призначених для обслуговування морських родовищ, здійснюється з урахуванням необхідності забезпечити виконання таких завдань:

- приймання стиснутого газу в морі безпосередньо зі свердловини на судно CNG з використанням платформ або підводного завантажувального комплексу типу STL;

- комплексна підготовка природного газу;

- дотискання газу, що надходить із свердловин, до тиску 20,0 - 25,0 МПа;

- зберігання газу в спеціальних ємностях під тиском до 25,0 МПа впродовж часу транспортування до місця призначення;

- подача газу для розвантаження на місці призначення і повне спорожнення ємностей.

Таким чином, з огляду на перелік завдань, що потребують реалізації, до складу вантажної системи судна CNG повинні входити:

- система під'єднання до свердловини через платформу або буй типу STL;

- система комплексної підготовки газу, до функцій якої входять сепарація механічних домішок, дегідратація газу інгібіторами, осушка,

сепарація домішок (H_2S , CO_2 , H_2 , N_2 , He_2), сепарація важких вуглеводнів (пентан, етан, пропан, бутан);

– система субпродуктів, до функцій якої входять сепарація широкої фракції легких вуглеводнів, відокремлення і стабілізація конденсату, зберігання субпродуктів, вивантаження субпродуктів;

– система компримування газу, призначена для дотискання газу, що надходить на судно з родовища природного газу до тиску транспортування;

– система зберігання газу в стиснутому стані.

Оптимальним є варіант використання при транспортуванні газу, безпосередньо видобутого з морського родовища, спеціальної технологічної баржі, яка пришвартовується до зануреного прийомного буя типу STL (Submerged Turret Loading) або до видобувної платформи на шельфі. На баржі монтується технологічне промислове обладнання для очищення, осушення та стиснення видобутого газу. Безпосередньо для транспортування стиснутого газу використовується судно або баржа транспортного типу. Технологічний ланцюг “свердловина – технологічне промислове обладнання – транспортна баржа” з’єднується спеціальними гнучкими трубопроводами. Заповнену транспортну баржу буксиром транспортують за відповідним маршрутом, а місце для завантаження займає інша (рис. 1.20).

Особливої уваги при реалізації транспортної технології CNG для окремих проектів вимагає процес завантаження газу у вантажні системи транспортних засобів. Під час експлуатації морських родовищ згадувані вище технологічні судна або баржі є невід’ємним елементом технологічного ланцюга. Це зумовлено можливою різноманітністю складу продукції свердловин та устьових тисків. Наявність таких суден сприяє розв’язанню цілого ряду проблемних питань вказаної технології. Насамперед, забезпечує можливість безперервної експлуатації свердловин і якісну підготовку їх продукції. Наявна у технологічних морських транспортних засобах вантажна

система максимально узгоджує роботу компресорних установок із можливими продуктивностями підключених свердловин.

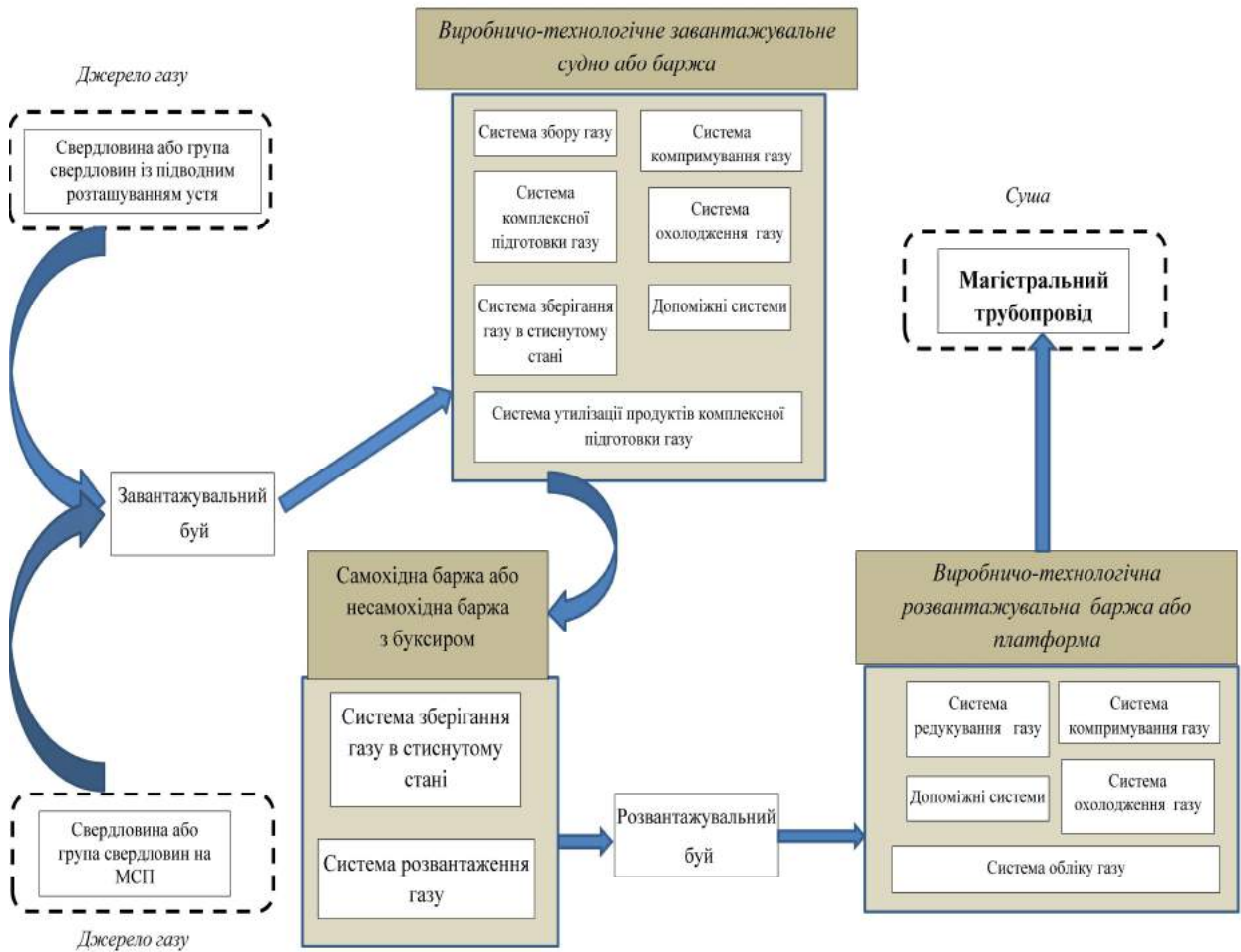


Рисунок 1.20 – Схема реалізації технології CNG з використанням технологічного судна або баржі

Параметри і кількість компресорних установок, якими комплектуються технологічні судна, повинні відповідати умовам розробки родовища, враховувати особливості підготовки продукції свердловин та можливість зміни кількості газу, що підлягає транспортуванню. Наявність високих устьових тисків сприяє зменшенню затрат на компримування газу та можливості використання менш потужних компресорних установок. Тип

використовуваних компресорів визначається параметрами процесу завантаження загалом та його окремих етапів.

Загалом, для кожного проекту морського транспортування природного газу з використанням суден CNG необхідним є проведення оптимізаційного аналізу з метою комплектування технологічних суден обладнанням, що забезпечує високу надійність та економічну ефективність.

1.5 Відмови обладнання технологічного ланцюга транспортування стиснутого природного газу та визначення критеріїв їх працездатності

За результатами проведеного у попередніх підрозділах аналізу можна стверджувати, що на сьогодні стиснутий природний газ зазвичай перевозять наземним транспортом у невеликих обсягах і зберігають у балонах під тиском до 25 МПа за температури навколишнього середовища.

Транспортування газу морськими акваторіями характеризується значно більшими обсягами перевезень, а також швидкостями процесів завантаження та розвантаження. Зважаючи на це, постає питання забезпечення працездатності обладнання за різних умов експлуатації.

Працездатність – це стан об'єкта (споруди, машини, деталі та ін.), при якому він здатний виконувати задані функції з параметрами, установленими нормативно-технічною документацією. Основними критеріями працездатності деталей машин є: міцність, жорсткість, стійкість, зносостійкість, корозійна стійкість, теплостійкість, вібростійкість.

Переважаючим критерієм працездатності більшості деталей є міцність. Міцність – це здатність деталі чинити опір руйнуванню або пластичному деформуванню під дією прикладених навантажень. Руйнування частин машини призводить до відмови всієї механічної системи, і, як наслідок, до значних матеріальних збитків. З огляду на це, розрахунки на міцність повинні забезпечувати високу ймовірність безвідмовної роботи.

Жорсткість – здатність деталей чинити опір зміні форми і розмірів під дією навантажень. Розрахунок на жорсткість передбачає обмеження пружних деформацій деталей.

Теплостійкість – критерій працездатності елементів машин, що полягає у здатності їх не втрачати своїх експлуатаційних показників при змінах температури.

Зі всього технологічного ланцюга транспортування стиснутого природного газу найбільшу небезпеку несуть ємності для його зберігання. Це – сталеві, алюмінієві або композитні посудини циліндричної або, набагато рідше, іншої форми, використовувані для зберігання і транспортування газу під високим тиском.

Як уже зазначалось у ході наведеного вище аналізу, основною перевагою композитного балона перед суцільнометалевим є високий рівень його безпеки. Руйнування композитних балонів за умов дії внутрішнього тиску є без уламковим, на відміну від суцільнометалевих балонів. У металевих і композитних балонах з металевим лейнером також існує ймовірність внутрішньої корозії, оскільки в газі міститься певна кількість вологи. При використанні балона з пластиковим лейнером така ймовірність повністю виключена. Єдиним, але значущим недоліком будь-якого композитного балона, в порівнянні з суцільнометалевим, є менша стійкість до ударних навантажень.

Основна перевага композитних балонів перед суцільнометалевими в більшості сфер застосування полягає в їх легкості. Лейнер композитного балона є формоутворюючим, в той час як основне навантаження сприймає обмотка, просочена зв'язуючим. Використання пластикового лейнера в поєднанні з вуглецевим волокном дозволяє максимально використовувати ресурс зниження ваги балона. Зниження ваги балонів великого об'єму і зокрема тих, що використовуються для контейнерного перевезення газу, сприяє збільшенню вантажопідйомності транспортних засобів. Використання

пластикового лейнера дозволяє значно знизити вагу балона, що при відповідності вимогам міцності є відчутною конкурентною перевагою.

Виробництво композитних балонів є технологічним і трудомістким. Однак, характеристики композитних балонів визначають основні сфери їх застосування. Обґрунтованим є використання таких балонів для зберігання стиснутих газів під високим тиском в експлуатаційних умовах, що передбачають часте переміщення.

При виборі балона необхідно звертати увагу на три основні характеристики: вага та інші необхідні технічні параметри, надійність, ціна.

Надійність, як критерій працездатності, оцінюють ймовірністю збереження працездатності протягом заданого терміну служби. Надійність виробу може бути досягнута виконанням ряду вимог на етапах його проектування, виготовлення й експлуатації.

Зазначені вимоги до балонів різних типів регламентуються нормативними документами, зокрема ISO 11439:2003 [58]. Основними вимогами при проектуванні та виготовленні є встановлення відповідності конструкції необхідними розрахунками і підтвердження випробуваннями.

Розрахунки проводять з метою визначення мінімальної розрахункової товщини стінки. Напруження в балоні визначають за робочим, випробувальним та розрахунковим руйнівним тиском. Для суцільнометалевих балонів з робочим тиском 20 МПа випробувальний тиск, що використовується при виготовленні, повинен бути не меншим 30 МПа (в 1,5 рази більше робочого тиску), а дійсний руйнівний тиск – не меншим 45 МПа. Для балонів інших типів (CNG-2, CNG-3, CNG-4) дійсний руйнівний тиск регламентується з врахуванням типу волокон, що використовуються для їх виготовлення. При цьому дійсний руйнівний тиск металевого лейнера балонів типу CNG-2 повинен бути не меншим 26 МПа. Композитна оболонка, зокрема для балонів типу CNG-4, підлягає розрахунку на міцність при постійному та циклічному навантаженнях.

Конструкція всіх типів балонів при можливому руйнуванні балона внаслідок дії тиску під час нормальної експлуатації повинна забезпечувати вид ушкодження “витік до руйнування”. Витік у металевому балоні типу CNG-1 та металевих лейнерах балонів типу CNG-2 і CNG-3 повинен відбуватися тільки у випадку розвитку втомної тріщини. Також необхідним є визначення максимального допустимого розміру дефекту в будь-якому місці металевого балона, за наявності якого балон відповідає вимогам циклічного випробування тиском і “витоку до руйнування”.

Відповідно до згаданого вище стандарту ISO 11439, а також стандарту ECE R-110, вимоги до випробування композитних балонів є значно вищими, ніж до сталевих. Стандарти вимагають проведення 13 додаткових тестів, специфічних для балонів типу CNG-4 у порівнянні зі сталевими. Серед них – циклічне випробування тиском при екстремальних температурах, а саме мінус 40 і плюс 65°C. Зазначені випробування проводяться при вологості 95%.

Випробування балонів типу CNG-4 відомих світових виробників, що відповідають 30-ти літньому життєвому циклу, засвідчують можливість їх експлуатації протягом 20 років без повторного тестування.

В той же час інші посудини, що працюють під тиском, і зокрема металокомпозитні балони великої місткості (CNG-2 і CNG-3), не володіють такими властивостями, є об'єктами підвищеної небезпеки, руйнування яких в процесі експлуатації може призвести до тяжких наслідків, великої матеріальної шкоди. З метою попередження аварійних руйнувань здійснюють контроль за технічним станом металокомпозитних балонів. Вибір методів контролю є одним з основних завдань їх безпечної експлуатації.

Згідно з Правилами будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском (ДНАОП 0.00-1.07-94) [63], металокомпозитні балони підлягають обов'язковому технічному огляду кожні три роки. Технічне

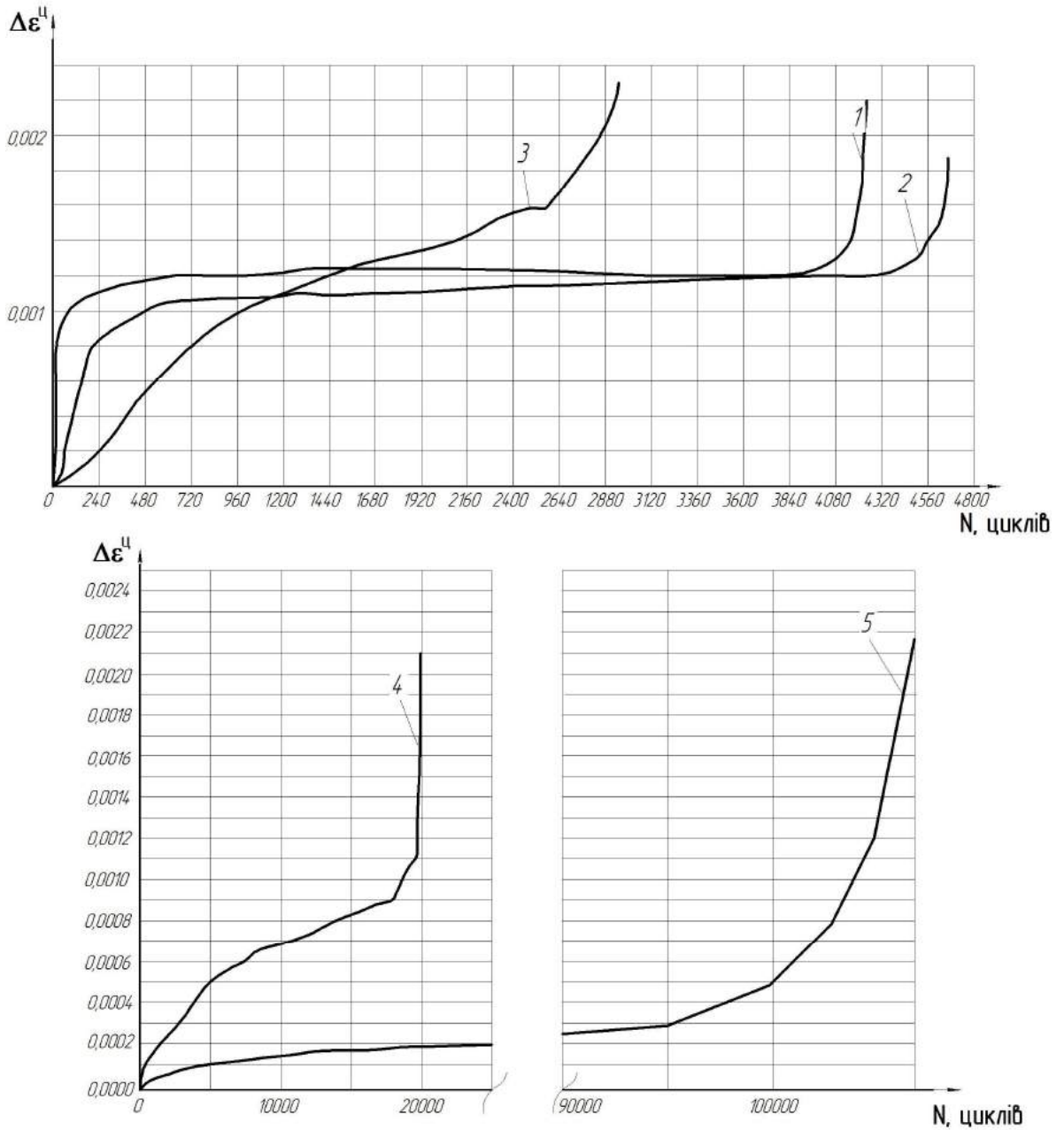
опосвідчення включає, зокрема, зовнішній і внутрішній огляд балона і гідравлічні (пневматичні) випробування. Завданням зовнішнього та внутрішнього огляду балона є виявлення видимих дефектів: тріщин, вм'ятин, відхилень від геометричних форм (овальність, прогини та ін.), розшарувань і розривів композитної силової оболонки. При задовільних результатах зовнішнього і внутрішнього огляду проводять гідравлічні або пневматичні випробування, метою яких є перевірка міцності композитної оболонки і герметичності металевого лейнера балона.

При діагностуванні нафтогазового обладнання часто використовують такі діагностичні параметри, які пов'язуються відомими залежностями із параметром, що добре контролюється в процесі експлуатації: кількістю циклів навантажування, тривалістю експлуатації тощо. Для прикладу зміна амплітуди пластичної деформації в процесі циклічного низькочастотного навантажування сталі 20 (рис. 1.21) [64] містить ділянку монотонного її зростання з дуже малою швидкістю, яка різко збільшується в період перед руйнуванням.

Деформації композитної оболонки також залежать від загального часу, протягом якого балон перебуває під впливом надлишкового тиску, і від величини цього тиску. При цьому в процесі тривалої експлуатації і циклічного навантажування балона в композитній оболонці накопичуються пошкодження, що призводять до зниження міцності і збільшення її піддатливості при одному і тому ж рівні навантаження.

Крім того, при тривалому навантаженні балона в його композитній оболонці також розвиваються деформації повзучості. Для армованих пластиків швидкість повзучості після навантаження монотонно знижується впродовж часу, зазвичай помітно більшого, за час експлуатації виробу, хоча крива повзучості є монотонно зростаючою. Однак, на етапі, що безпосередньо передує руйнуванню композитної оболонки, швидкість повзучості починає зростати. В результаті при однакових значеннях

внутрішнього тиску величини деформацій композитної оболонки під час тривалої експлуатації, і особливо перед руйнуванням, зростають.



1 – 498,9 МПа; 2 – 450 МПа; 3 – 412,6 МПа; 4 – 316,7 МПа; 5 – 250 МПа

Рисунок 1.21 – Зміна амплітуди пластичної деформації при низькочастотному навантажуванні сталі 20 за різних амплітуд напружень

Вибір контролю деформацій циліндричної частини металокомпозитного балона як показника працездатності останнього обумовлений тим, що переміщення всіх точок на поверхні циліндричної частини балона поза зоною крайового ефекту є ідентичними, завдяки чому полегшується процес контролю.

Розрахункова модель балона дозволяє з достатньою достовірністю, що підтверджено експериментально, визначати радіальне переміщення точки циліндричної поверхні балона в процесі навантаження внутрішнім тиском. На підставі розрахунків і експериментальних даних для однотипних балонів (за габаритами і використовуваними матеріалами) можуть бути встановлені значення збільшення зовнішнього діаметра (з урахуванням деформацій повзучості) циліндричної частини металокомпозитного балона, що передують як зниженню коефіцієнта безпеки (коефіцієнта запасу міцності), так і руйнуванню композитної оболонки.

Для прикладу, авторами [65] встановлено, що для склопластикового балона великої місткості БД-40 розрахунковий (підтверджений також експериментально) приріст зовнішнього діаметра циліндричної частини балона від дії робочого тиску становить 0,7%. Збільшення приросту зовнішнього діаметра циліндричної частини балона більш ніж на 0,7% може свідчити про зниження коефіцієнта безпеки нижче допустимого рівня (2,6). Збільшення приросту зовнішнього діаметра циліндричної частини балона більш ніж на 2,5% характеризує технічний стан склопластикової оболонки перед руйнуванням.

Таким чином, у разі збільшення приросту зовнішнього діаметра циліндричної частини металокомпозитного балона більш ніж на 0,7% він повинен експлуатуватися з урахуванням більш низького запасу міцності (більш низького робочого тиску), або взагалі не допускатися до експлуатації. Для силової оболонки з інших матеріалів (наприклад, вуглепластик,

органопластик) ці значення можуть незначно змінюватися і залежать від модуля пружності матеріалу і товщини стінки.

Порівнянням розрахункових даних радіального переміщення точки циліндричної поверхні балона (приросту зовнішнього діаметра циліндричної частини) під дією тиску з вимірними при пневматичних або гідравлічних випробуваннях можна оцінювати якість виготовлення зовнішньої композитної оболонки і її міцність.

Для металокомпозитного балона, що пройшов проектні випробування, наприклад для максимального робочого тиску, значення приросту зовнішнього діаметра циліндричної частини приймається як допустиме, з яким порівнюються значення, отримані при тому ж внутрішньому тиску за умов циклічного або тривалого статичного навантаження. Результати порівнянь є показниками, що характеризують працездатність металокомпозитного балона в період його експлуатації.

При аналізі елементів технологічного ланцюга транспортування стиснутого природного газу і врахуванні особливостей їх взаємодії встановлено, що особливої уваги вимагають елементи обв'язок завантажувальних і розвантажувальних терміналів та безпосередньо транспортних засобів. У ході технологічних процесів дія на них навантажень, зумовлених внутрішнім тиском газу (до 20 МПа), підсилюється також зміною температури як безпосередньо газу, так і навколишнього середовища.

Стиснення газу в компресорі і, відповідно, зростання температури газу на виході із нього, зумовлює нагрівання обв'язок і виникнення температурних деформацій. Експлуатація обладнання за умов зміни температури у широких діапазонах впродовж короткого проміжку часу призводить до утворення тріщин в матеріалах, а в подальшому – до руйнувань. Таке явище називається температурною втомою матеріалу.

Для прикладу стиснення газу в дві ступені при заповненні вантажної ємності до тиску 20 МПа супроводжується зростанням температури після

кожної із ступеней більше, ніж на 100°C. Тому багаторазова зміна умов експлуатації обв'язок, зумовлена почерговим заповненням великої кількості ємностей, є небажаною. Отже, необхідно обирати режими експлуатації, при яких зміни температури відбуватимуться впродовж тривалого періоду часу.

Порівнюючи також умови роботи обв'язок компресорних станцій магістральних трубопроводів та розміщуваних на технологічних суднах CNG, слід відзначити, що на суші для мінімізації впливу температур, вібрацій та інших навантажень ділянки обв'язок розміщують під землею. На суднах такі заходи реалізувати неможливо, тому слід використовувати способи монтажу та кріплення, що мінімізують вплив вказаних навантажень.

Наступним етапом на шляху зменшення експлуатаційних навантажень є правильне закріплення окремих елементів. При цьому кріплення повинно забезпечити ділянці трубопроводу можливість здійснювати рухи, які будуть спричинені як температурними деформаціями, так і деформаціями від дії внутрішнього тиску.

З'єднання елементів обв'язок необхідно здійснювати з використанням засобів для компенсації температурних деформацій. Такими засобами можуть бути сильфонні компенсатори, які здатні поглинати і зрівноважувати відносні переміщення певної величини і частоти, що виникають в елементах трубопроводів.

За результатами вивчення питань щодо температурних режимів експлуатації безпосередньо вантажних ємностей та забезпечення їх працездатності слід зазначити, що етапам завантаження та розвантаження характерні такі процеси, як дроселювання газу, гальмування газового потоку, витікання газу із ємності обмеженого об'єму. Вони супроводжуються зміною параметрів газу і, зокрема, зростанням або зниженням його температури. Це, в свою чергу, обумовлює температурні режими експлуатації ємностей високого тиску.

Для ємностей, що виготовляються із використанням композитних матеріалів (зокрема балонів типу CNG-4), технічною характеристикою та відповідними нормативними документами забезпечується працездатність в температурному діапазоні від -40 до $+65^{\circ}\text{C}$. Реалізація технологічних процесів за межами вказаного діапазону температур може призвести до зниження показників безпеки або і втрати працездатності вантажних ємностей. Тому з метою забезпечення працездатності ємностей різних типів (а саме, їх теплостійкості), необхідним є детальне вивчення особливостей технологічних процесів завантаження та розвантаження і встановлення безпечних режимів експлуатації.

Підсумовуючи результати проведеного аналізу необхідно зазначити, що основну увагу в ході досліджень необхідно приділити питанням забезпечення міцності обладнання технологічного ланцюга транспортування стиснутого природного газу з врахуванням виниклих у процесі експлуатації дефектів і зміни фізико-механічних властивостей матеріалів конструкції, а також теплостійкості вантажних ємностей, виготовлених із використанням композитних матеріалів.

1.5 Вибір напрямку досліджень

У ході дослідження транспортування природного газу шельфових родовищ деталізовано межі та умови раціонального застосування технології CNG, згідно із якими ефективним є використання барж в період введення в експлуатацію нових невеликих родовищ з продуктивністю 700 тис. м^3 на добу і менше. Зважаючи на мобільність, технологія може слугувати основою для повернення в експлуатацію Україною родовищ, продукція яких через свою прив'язаність до існуючої газотранспортної інфраструктури транспортується до Криму. При її реалізації за вказаних умов невід'ємним етапом технологічного процесу є підготовка продукції свердловин, і зокрема

з використанням спеціальних технологічних барж. З огляду на можливість формування вантажних систем морських транспортних засобів на основі спеціальних модулів з ємностями типу CNG-4, або ємностей комбінованого типу (CNG-2) як у модульному виконанні, так і у вигляді довгомірної труби, необхідним є встановлення закономірностей поведінки матеріалів конструкцій в процесі їх завантаження та розвантаження. Це зумовлено значно більшими об'ємами морських перевезень, і, відповідно, швидкостями процесів у порівнянні із достатньо вивченими перевезеннями наземним транспортом. Зважаючи на це, постає питання не тільки дослідження особливостей їх реалізації, а й забезпечення працездатності обладнання за можливих експлуатаційних умов.

Узагальнюючи вищенаведене, можна сформулювати наступну **мету роботи**: забезпечення працездатності обладнання при реалізації технологічних процесів транспортування стиснутого природного газу морськими акваторіями.

Досягнення поставленої мети вимагає вирішення таких завдань:

1. Аналіз особливостей і перспектив використання технології транспортування природного газу в стиснутому стані морськими акваторіями.

2. Розроблення теоретико-методологічних засад комплектування технологічних морських транспортних засобів обладнанням для підготовки та стиснення природного газу.

3. Встановлення закономірностей процесів завантаження та розвантаження ємностей при реалізації технології транспортування природного газу в стиснутому стані.

4. Дослідження особливостей зміни температури природного газу в процесі заповнення вантажних систем та їх впливу на напружено-деформований стан елементів ємностей, виконаних у вигляді рухомого трубопроводу.

5. Дослідження особливостей деформування елементів комбінованих посудин високого тиску та їх напружено-деформованого стану за умов дії тиску природного газу та зміни його температури.

6. Розроблення методів і засобів для забезпечення працездатності обладнання при транспортуванні стиснутого природного газу з врахуванням особливостей умов його експлуатації.

7. Вдосконалення конструкції ємностей для транспортування стиснутого природного газу та критеріїв оцінки їх досконалості.

8. Розроблення рекомендацій щодо облаштування та режимів експлуатації розвантажувальних терміналів.

РОЗДІЛ 2

ОСОБЛИВОСТІ КОМПЛЕКТУВАННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНИМ ОБЛАДНАННЯМ БАРЖ ДЛЯ РЕАЛІЗАЦІЇ ТРАНСПОРТНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ CNG

Особливості систем, що забезпечують реалізацію технології CNG, значною мірою визначаються специфікою конкретних проектів морського транспортування газу. Склад і характеристики елементів систем визначаються параметрами джерела постачання газу і, в першу чергу, дебітом свердловин.

Для родовищ на шельфі Чорного моря, особливо в районі острова Зміїний, можливі два варіанти формування технологічного ланцюга транспортування природного газу за технологією CNG. Перший – це використання самохідних або несамохідних барж, оснащених обладнанням для підготовки газу (очищення та стискання), а також ємностями для його транспортування. За іншим варіантом, для підготовки газу та його транспортування використовуються різні баржі. Баржу, оснащену обладнанням для очищення, стискання, перекачування та тимчасового зберігання невеликої кількості газу, називаємо технологічною баржею. Баржі, оснащені ємностями для транспортування стиснутого природного газу, називаємо транспортними баржами.

2.1 Чинники, що визначають особливості підготовки та стиснення газу при реалізації транспортної технології CNG

При комплектуванні технологічних барж обладнанням для забезпечення підготовки і стиснення газу необхідно розв'язати задачу оптимізації його складу.

Для побудови оптимізаційної моделі необхідно встановити сукупність параметрів, що визначають функціонування технологічних барж, встановити залежність між параметрами і характеристиками, сформулювати оптимізаційні критерії.

Функціонування і формування комплексу необхідно розглядати як два процеси: перший – підготовка продукції, другий – стиснення газу до необхідного тиску. При формуванні першого необхідно враховувати особливості другого, і навпаки. Загалом процес, що реалізується на технологічних баржах, необхідно розглядати як послідовну зміну стану газу.

Для належного моделювання першого процесу необхідно попередньо провести аналіз особливостей його реалізації безпосередньо на промислах.

Газ з українських родовищ має високий вміст вологи та рідких фракцій. На пунктах первинної обробки газу, так званих УКПГ (установка комплексної підготовки газу), виконується очищення та видалення конденсату з газу, що надходить з декількох свердловин. Для ефективного видалення вологи, конденсату та отримання також скрапленого вуглеводневого газу переважно використовується принцип низькотемпературної сепарації (НТС), який полягає в охолодженні газу до низьких температур (зазвичай -30°C). Типовим для УКПГ в Україні є використання НТС з дроселем, в якому газ розширюється та охолоджується за рахунок ефекту дроселювання (або ефекту Джоуля-Томсона) [66].

У випадках, коли тиск газу, що надходить з свердловин, на вході в УКПГ недостатній для отримання необхідної температури після дроселя або недостатній для подачі його в газопровід, використовують допоміжне стиснення в компресорі.

Схема НТС з дроселюванням газу набула широкого розповсюдження завдяки тому, що вона дуже проста, не містить рухомих частин та має найвищу надійність. Її експлуатація не потребує значних зусиль та високої кваліфікації обслуговуючого персоналу.

Однак відомо, що для функціонування систем із дроселюванням необхідно більший перепад тиску, у порівнянні з турбодетандерною установкою, для досягнення однакової температури.

Оскільки при дроселюванні енергія тиску газу не використовується, це стало вагомим причиною для поступової заміни існуючих систем дроселювання природного газу, в яких газ охолоджується з метою сепарації, на більш енергоощадну технологію з використанням турбодетандерів [67].

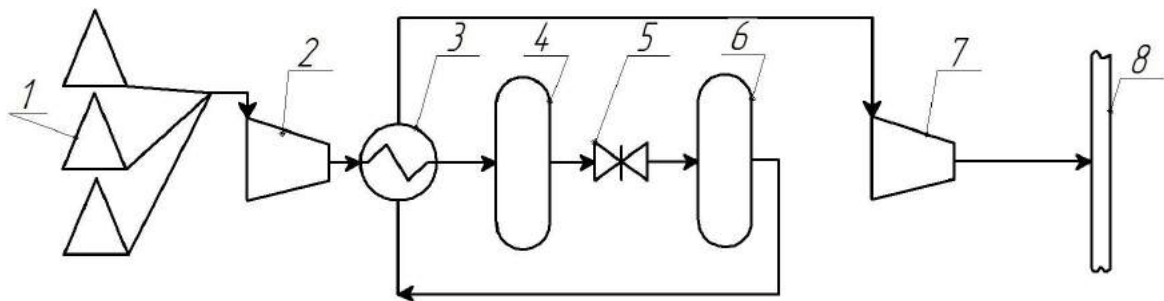
Збільшення ефективності підготовки природного газу на родовищах є можливим за рахунок підвищення технічного рівня облаштування промислів шляхом використання автоматизованих установок комплексної підготовки газу, що використовують турбодетандерні агрегати (ТДА). В установках підготовки газу, що використовують ТДА для охолодження газу, низькотемпературна сепарація, як правило, здійснюється без споживання енергії від зовнішніх джерел. Це – енергоефективний технологічний процес, на відміну від альтернативних варіантів з дроселюванням.

Відомі також проекти, відповідно до яких застосовуються такі самі за принципом дії турбодетандерні установки. Однак рекуперована енергія розширення газу в детандері використовується для приведення в дію не електрогенератора, а газового компресора, який стискає газ після детандера до вищого тиску з метою подавання його в газопровід.

Загалом на практиці схеми установок низькотемпературної сепарації можуть дещо відрізнятися, однак принципи їх побудови є незмінними. Так, наприклад, Східно-Полтавська установка комплексної підготовки газу до 2009 року працювала за типовою схемою низькотемпературної сепарації з використанням дросель-ефекту (рис. 2.1).

Відповідно до схеми газоводоконденсатна суміш від свердловин Східно-Полтавського газоконденсатного родовища через вузол входу потрапляє в сепаратор першого ступеня. Після сепаратора газ надходить до міжтрубного простору рекуперативного теплообмінника, де охолоджується

зворотнім потоком газу. Попередньо охолоджений газ направляється на дросель, де за рахунок перепаду тиску відбувається його охолодження до необхідної температури. В подальшому газ надходить в сепаратор другого ступеня, де з нього виділяється газовий конденсат та волога, що сконденсувались в результаті охолодження. Очищений в сепараторі другого ступеня газ підігрівається в трубному просторі теплообмінника, стискається в компресорі та через вузол заміру надходить в магістральний газопровід.

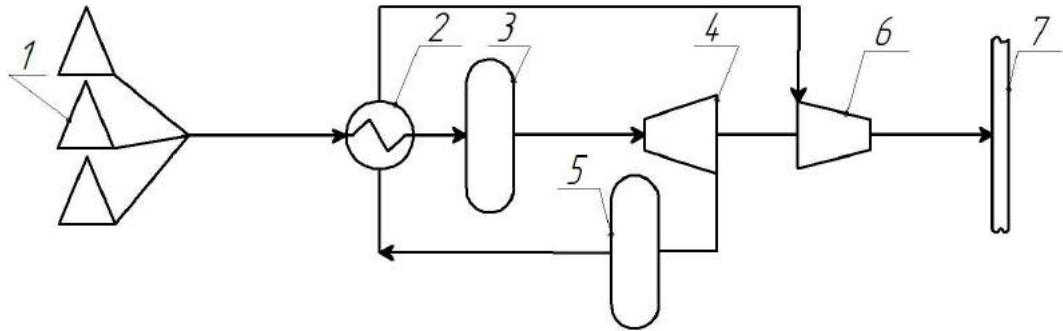


- 1 – свердловина; 2 – компресор; 3 – теплообмінник; 4 – сепаратор першого ступеня; 5 – дросель; 6 – сепаратор другого ступеня; 7 – компресор;
8 – газопровід

Рисунок 2.1 – Типова схема низькотемпературної сепарації з використанням дросель-ефекту

Рідинна фаза (нестабільний конденсат та пластова вода) з сепараторів першого та другого ступеня направляється в розділювачі рідини. Газ вивітрювання конденсату з розділювачів рідини надходить в сепаратор другого ступеня та сепаратор власних потреб. Вуглеводнева продукція (нестабільний конденсат), відокремлена від пластової води, подається в ємності збору конденсату або підпірну ємність для подальшого відвантаження насосами в конденсатопровід.

Впроваджена у 2009 році установка підготовки газу із турбодетандером аналогічна установці з дроселем. Єдиною відмінністю є використання замість дроселя турбодетандерного агрегату (рис. 2.1 і 2.2).



- 1 – свердловина; 2 – теплообмінник; 3 – сепаратор першого ступеня;
 4 – турбодетандер; 5 – сепаратор другого ступеня; 6 – компресор;
 7 – газопровід

Рисунок 2.2 – Схема низькотемпературної сепарації з використанням турбодетандера

Впровадження турбодетандера дає змогу отримувати необхідну низьку температуру газу (і відповідно якісно виділяти з газу вологу та конденсат), використовуючи менший перепад тиску, а також рекуперувати частку енергії газу, шляхом приведення в дію компресора.

Схематична діаграма тиску газу, що проходить через процес низькотемпературної сепарації на УКПГ для двох варіантів – дроселювання та використання турбодетандера зображено нижче (рис. 2.3).

У першому варіанті використовується типова схема, в якій для низькотемпературної сепарації низька температура газу отримується шляхом його дроселювання. Для роботи дроселя потрібен високий початковий тиск $P_{1д}$ на вході до нього, більший ніж є фактично на вході до турбодетандера P_1 . Це пов'язано з тим, що ефект Джоуля-Томсона, який реалізується з

використанням дроселя, дає зниження температури газу на $4...6^{\circ}\text{C}$ при перепаді тиску в 1 МПа, тоді як ТД на цьому ж перепаді тиску знижує температуру на $10...12^{\circ}\text{C}$. Таким чином, в разі недостатнього фактичного тиску газу перед дроселем P_1 потрібне дотискання газу компресором до тиску $P_{1д}$, що дасть змогу отримати необхідну температуру після дроселювання. Тиск $P_{1д}$, необхідний перед дроселем, розраховується з використанням коефіцієнта Джоуля-Томсона, фактичних необхідних температури та тиску, що повинні мати місце після дроселя для кожної установки.

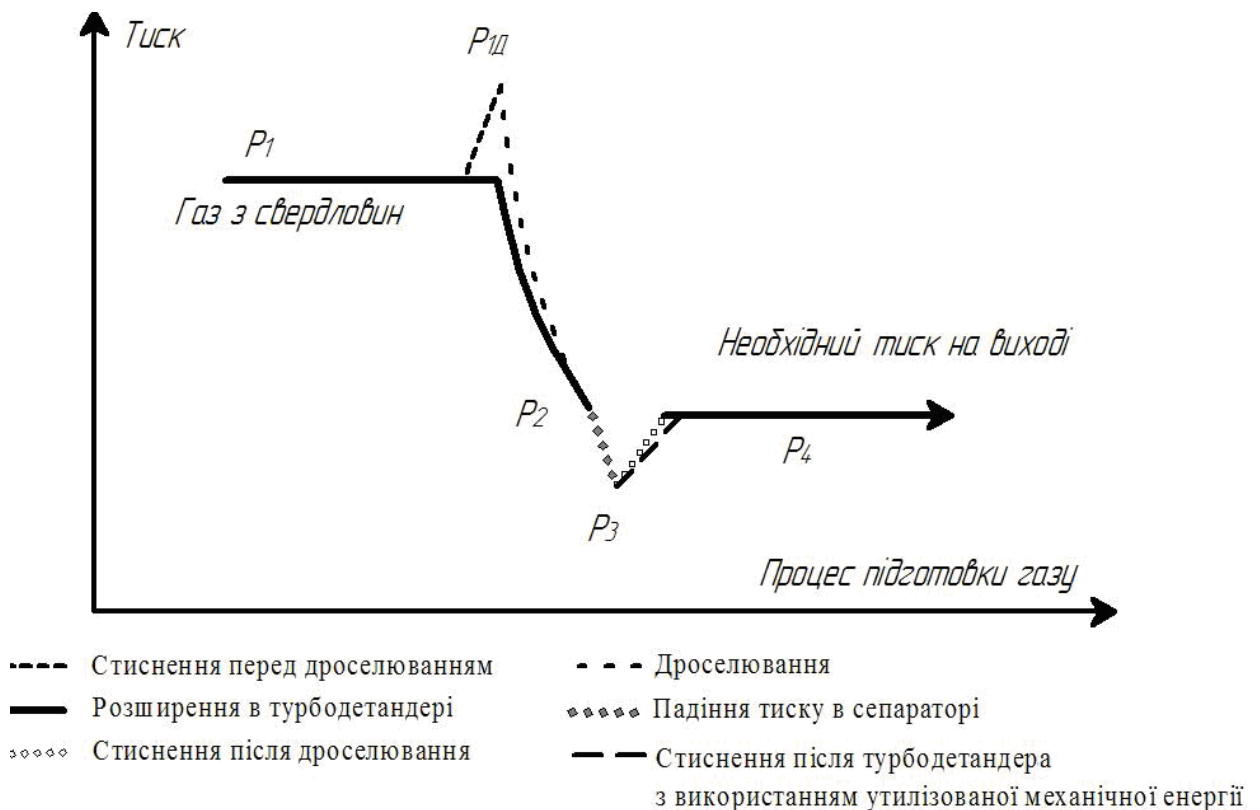


Рисунок 2.3 – Спрощена діаграма зміни тиску газу в процесі низькотемпературної сепарації на УКПГ шляхом дроселювання та з використанням турбодетандера

Коефіцієнт Джоуля-Томсона, згідно з його визначенням, є показником відношення зміни температури газу до падіння його тиску. Для розрахунків

коефіцієнта Джоуля-Томсона використовуються стандартні довідкові дані Національного Інституту Стандартів та Технології (США) [68] (Standard reference Data) для метану, параметри газу на початку та наприкінці процесу дроселювання. Температура на початку дроселювання відома, а тиск визначається шляхом ітерацій.

Щодо ТДА, то вони проектується під необхідні параметри, або вибираються із переліку пропонувані виробниками. На сьогодні провідним вітчизняним виробником ТДА є ПАТ “Турбогаз” (м. Харків). Одним із основних напрямків роботи підприємства є розроблення та впровадження ТДА в установках підготовки природного газу. ПАТ “Турбогаз” розроблені і промислово випускаються ТДА продуктивністю від 0,5 до 40 млн. м³/добу при рівнях тисків до 20 МПа. Турбодетандерні агрегати розраховані на роботу в широкому діапазоні складу газу, в тому числі для роботи на попутному нафтовому газі та газі з високим вмістом крапельної рідини (до 5 г/нм³) і механічних домішок (0,1 г/нм³), а також з наявністю сірководню та вуглекислого газу.

Ще в 2009 році на УКПГ структурних підрозділів ГПУ “Полтавагазвидобування” введено в дію три ТДА: УКПГ “Східна-Полтава” – МТДА–0,5–3,8–МП–У2; УКПГ “Чутово” – МТДА–0,5–4,0–МП–У2; УКПГ “Абазівка” – МТДА–0,6–4,5–МП–У2. Основні параметри цих агрегатів зведені у таблиці 2.1 [67].

З наведеної характеристики ТДА, які за параметрами є близькими до потенційно використовуваних в складі технологічних барж, слід зауважити, що при пониженні тиску в детандері в межах 2 МПа, рівень його підвищення в компресорі становить близько 30% (до 0,6 МПа). Таким чином, з використанням ТДА зниження температури газу на 25...30°C досягається шляхом втрати тиску близько 1,5 МПа, що у 3...4 рази менше ніж із використанням дроселя.

Таблиця 2.1 – Параметри турбодетандерних агрегатів в установках комплексної підготовки газу

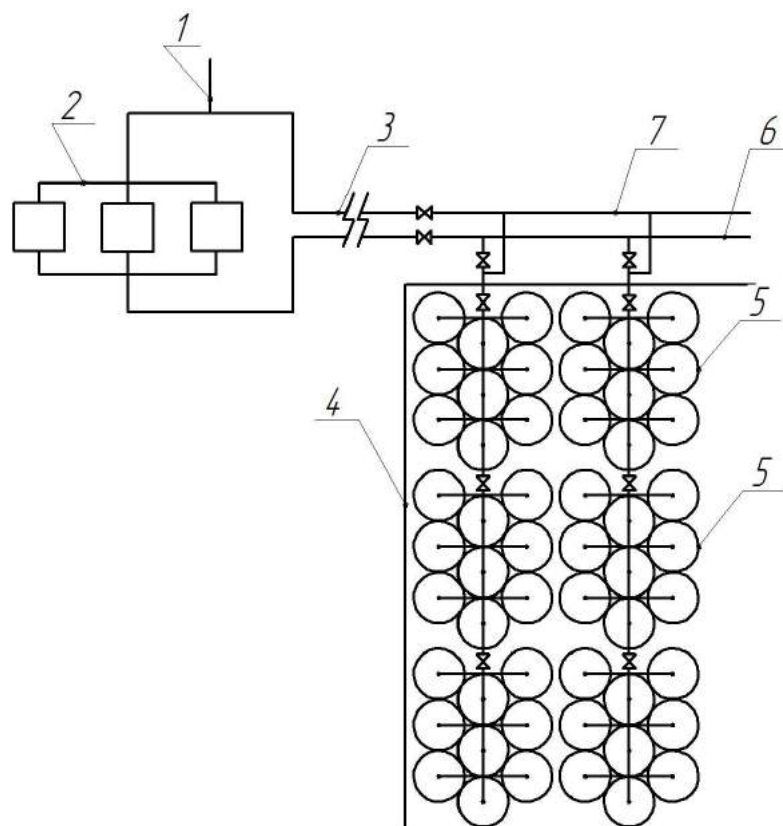
Тип агрегату	Витрата газу, млн. м ³ /добу	Потужність на валу, кВт	Детандер				Компресор	
			P _{вх} , МПа	P _{вих} , МПа	T _{вх} , °С	T _{вих} , °С	P _{вх} , МПа	P _{вих} , МПа
МТДА-0,5-3,8-МП-У2	0,585-0,387	124	3,88	2,9-3,2	-23...-14	-30	2,79-3,0	3,15-3,3
МТДА-0,5-4,0-МП-У2	0,49-0,31	160	4,2-4,1	2,55-2,45	-5...5	-30...-25	2,5-2,3	3,0
МТДА-0,6-4,5-МП-У2	0,62-0,38	186	4,5	2,95	-10...-5	-30...-25	2,8-2,7	3,5-3,4

Другий етап процесу завантаження транспортних суден реалізується з використанням компресорів як при завантаженні транспортного судна газом джерела постачання, так і газом вантажної системи технологічних барж. В окремих випадках виникає необхідність в одночасній реалізації цих процесів. Параметри і кількість компресорних установок, якими комплектуватимуться технологічні баржі, повинні відповідати умовам розробки родовища, враховувати особливості підготовки продукції свердловин та можливість зміни кількості газу, що підлягає транспортуванню. Наявність високих устьових тисків сприятиме зменшенню затрат на стиснення газу та можливості використання менш потужних компресорних установок. Тип та параметри використовуваних компресорів визначатимуться параметрами процесу завантаження в цілому та окремих етапів зокрема.

Якщо розглядати процес стиснення газу в компресорі у поєднанні із процесом заповнення ємності, то необхідно зазначити, що він супроводжується постійним збільшенням тиску в ємності і відповідно на виході з компресора. Іншими словами, у міру наповнення ємності різниця між затраченою роботою компресорної установки і корисною роботою стиснення газу в ємності поступово зменшується. При цьому, чим меншою

буде ця різниця, тим більшою ефективністю характеризуватиметься процес стиснення газу в ємності до необхідного тиску.

За результатами патентного пошуку стосовно питань реалізації процесу заповнення вантажних систем транспортних засобів слід зауважити, що в більшості із джерел декларується принцип “почергового заповнення” ємностей вантажної системи [69, 70]. Для прикладу розглянемо схему, наведену на рисунку 2.4 [69].



- 1 – підвідний трубопровід; 2 – компресорне обладнання; 3 – трубопровідна система завантажувального терміналу; 4 – морський транспортний засіб;
5 – вантажні відсіки; 6 – трубопровід високого тиску; 7 – трубопровід низького тиску

Рисунок 2.4 – Спрощена схема реалізації принципу “почергового заповнення” ємностей вантажної системи:

Відповідно до схеми природний газ подають у систему завантаження трубопроводом 1 зазвичай під тиском від 3,5 МПа до 5 МПа. Частина газу може проходити безпосередньо через завантажувальний термінал до трубопроводу 7 для підняття тиску в невеликій кількості відсіків 5 від тиску “порожніх” відсіків, до тиску в трубопроводі. Потім ці відсіки підключають до трубопроводу 6, а невелику кількість інших “порожніх” відсіків під’єднують до трубопроводу 7. Значна частина газу з підвідного трубопроводу стискається до високого тиску за допомогою компресорного обладнання 2 системи завантаження. Стиснутий газ подається через трубопровідну систему 3 до трубопроводу 6 для подальшого накопичення на морському транспортному засобі 4. Таким чином, в приєднаних до цього трубопроводу відсіках 5 піднімають тиск до величини, близької до повного розрахункового тиску (наприклад до 19 МПа). Процес відкриття та послідовного підключення груп відсіків називається “почерговим заповненням”.

У вище описаній згідно з [69] системі транспортування стиснутого природного газу обладнання для завантаження складається, в основному, з компресорних установок, що працюють з високим коефіцієнтом корисної дії. Цього можливо досягти шляхом використання трубопроводів високого та низького тисків, що забезпечує можливість компресорам здійснювати корисну роботу шляхом стиснення газу з підвідного трубопроводу до повного розрахункового тиску в деяких відсіках, в той час як інші відсіки наповнюють з цього ж трубопроводу. Технологія відкриття відсіків по черзі групами розрахована за часом таким чином, що протитиск в компресорі постійно близький до оптимального тиску. Завдяки цьому зводиться до мінімуму необхідна потужність компресора і забезпечується максимальна ефективність процесу завантаження.

Однак, при низьких значеннях тиску у підвідному трубопроводі різниця між тиском “порожніх” відсіків і наявним тиском може бути

незначною порівняно із необхідним його збільшенням для досягнення повного розрахункового тиску. При цьому зрозуміло, що протитиск в компресорі коливатиметься в доволі широкому діапазоні і, відповідно, знижуватиме ефективність процесу завантаження. За таких умов доцільною є реалізація процесу стиснення газу від тиску в підвідному трубопроводі до повного розрахункового тиску в декілька етапів. Для забезпечення стиснення принаймні у два етапи необхідно здійснити вибір обладнання з максимальним узгодженням параметрів.

Аналізуючи можливі варіанти забезпечення технологічних суден або барж компресорами з необхідними параметрами, слід зазначити, що на сьогодні вітчизняне машинобудування здатне випускати відповідну техніку на рівні кращих світових зразків. Основним виробником газоперекачувальних агрегатів не тільки в Україні, але і на теренах колишнього СНД є ВАТ “Сумське НВО ім. М.В.Фрунзе”. Ще влітку 2002 року на цьому підприємстві спільно з ВАТ “Первомайськдизельмаш” виготовлений та успішно пройшов випробування новий агрегат сучасного типу для компримування природного газу і подачі його до магістрального газопроводу ГПА-П-0,5/4-46С, який повинен започаткувати ряд агрегатів невеликої потужності для газових родовищ зі спадаючим видобутком. Саме такі агрегати потрібні для забезпечення стиснення газу на першому етапі завантаження транспортних засобів. Газоперекачувальний агрегат ГПА-П-0,5/4-46С укомплектований компресором 4ГМ10-10/4-46С і газовим поршнеvim двигуном 6ГЧН-25/34-2 виробництва ВАТ “Первомайськдизельмаш” [71].

Проаналізувавши світовий ринок компресоробудування, можна виділити основних виробників компресорів, що можуть забезпечити стиснення газу для його транспортування спеціальними ємностями. Це Пензкомпресормаш (Росія); Краснодарський компресорний завод (Росія);

Артенерго (Росія); J.P.SAUER&SOHN (Німеччина); CompAir (Великобританія); Ajax (США); Ariel (США).

Найкращою альтернативою вітчизняним компресорам є продукція високорозвинених західних виробників. Корпорація Ariel – найбільший у світі виробник поршневих компресорів. Їхні компресори використовуються у світовій нафтогазовій промисловості і енергетиці для видобутку нафти і газу, переробки газу, транспорту, зберігання і розподілу природного газу від свердловини до кінцевого споживача. Компресори Ariel для нафтохімії і нафтопереробки розроблені відповідно до міжнародного стандарту API - 618.

Коротку характеристику поршневих компресорів, що випускаються корпорацією Ariel, наведено в таблиці 2.2 [72].

Таблиця 2.2 – Коротка характеристика поршневих компресорів Ariel

Тип (серія) бази	Назва бази (в знаменнику подано число рядів)					
	Номінальна потужність		Номінальна частота обертання			
<u>Серія KBB, KBV</u> Циліндри на тиск до 46,2 МПа (462 бар)	KBB/4 4972 кВт 900 об/хв	KBB/6 7427 кВт 900 об/хв	KBV/4 4972 кВт 750 об/хв	KBV/6 7427 кВт 750 об/хв		
<u>Серія KBZ, KBU</u> Циліндри на тиск до 53,8 МПа (538 бар)	KBZ/2 1939 кВт 1000 об/хв	KBZ/4 3878 кВт 1000 об/хв	KBZ/6 5817 кВт 1000 об/хв	KBU/2 1939 кВт 1200 об/хв	KBU/4 3878 кВт 1200 об/хв	KBU/6 5817 кВт 1200 об/хв
<u>Серія JGC, JGD</u> Циліндри на тиск до 53,8 МПа (538 бар)	JGC/2 1544 кВт 1000 об/хв	JGC/4 3087 кВт 1000 об/хв	JGC/6 4631 кВт 1000 об/хв	JGD/2 1544 кВт 1200 об/хв	JGD/4 3087 кВт 1200 об/хв	JGD/6 4631 кВт 1200 об/хв
<u>Серія JGK, JGT</u> Циліндри на тиск до 53,8 МПа (538 бар)	JGK/2 947 кВт 1200 об/хв	JGK/4 1894 кВт 1200 об/хв	JGK/6 2841 кВт 1200 об/хв	JGT/2 969 кВт 1500 об/хв	JGT/4 1939 кВт 1500 об/хв	JGT/6 2908 кВт 1500 об/хв
<u>Серія JGR, JGJ</u> Циліндри на тиск до 42,1 МПа (421 бар)	JGR/2 321 кВт 1200 об/хв	JGR/4 641 кВт 1200 об/хв	JGJ/2 462 кВт 1800 об/хв	JGJ/4 925 кВт 1800 об/хв	JGJ/6 1387 кВт 1800 об/хв	
<u>Серія JG, JGA</u> Циліндри на тиск до 42,1 МПа (421 бар)	JG/2 188 кВт 1500 об/хв	JG/4 376 кВт 1500 об/хв	JGA/2 209 кВт 1800 об/хв	JGA/4 418 кВт 1800 об/хв	JGA/6 626 кВт 1800 об/хв	
<u>Серія JGN, JGQ</u> Циліндри на тиск до 42,1 МПа (421 бар)	JGN/1 94 кВт 1500 об/хв	JGN/2 188 кВт 1500 об/хв	JGQ/1 104 кВт 1800 об/хв	JGQ/2 209 кВт 1800 об/хв		
<u>Серія JGM, JGP</u> Циліндри на тиск до 42,1 МПа (421 бар)	JGM/1 63 кВт 1500 об/хв	JGM/2 125 кВт 1500 об/хв	JGP/1 63 кВт 1800 об/хв	JGP/2 127 кВт 1800 об/хв		

Для оцінки можливості використання окремих компресорів з метою реалізації процесу завантаження морських транспортних засобів наведемо приклади вже реалізованих на сьогодні проектів. Коротка характеристика таких проектів подана в таблиці 2.3 [71].

Таблиця 2.3 – Коротка характеристика проектів, реалізованих з використанням компресорів Ariel

Продуктивність, тис. м ³ /год	Витрата газу, млн. м ³ /добу	Тиск на вході, МПа	Тиск на виході, МПа	Потужність установки, МВт
30	0,72	4,1	21	2
16	0,374	4,1	9,3	0,63
10	0,240	2,0	6,7	0,71

Аналізуючи подану інформацію, необхідно зауважити, що вже при середніх потужностях компресорів (див. табл. 2.2, серія JGT/4) забезпечується стиснення газу до максимально необхідного тиску, а продуктивність при цьому є достатньою для одночасного завантаження газу з трьох свердловин, аналогічних пробуреним на Одеському родовищі.

Газоперекачувальні агрегати, укомплектовані компресорами Ariel та газовими двигунами Caterpillar, є високонадійними та найбільш поширеними у світі. Комплектування опозитних баз компресорів циліндрами з різними параметрами дає змогу оптимально підібрати обладнання для заданих умов експлуатації і тим самим мінімізувати затрати на завантаження транспортних засобів. Проаналізувавши існуючі варіанти, також слід зазначити, що загальна вартість будівництва компресорних станцій з імпортними блочними газоперекачувальними агрегатами нижча, ніж при будівництві їх з вітчизняними агрегатами. Загалом існує також ряд чинників, які закласти в математичну модель доволі складно. Проте вони можуть слугувати

аргументами на користь окремих рішень або бути додатковим аналітичним матеріалом.

2.2 Концептуальні основи вибору обладнання для підготовки та стиснення газу при реалізації технології CNG

При реалізації технології CNG особливості системи підготовки газу необхідно погоджувати з устаткуванням для його стиснення. Наявність надлишкової потужності обладнання для стиснення може сприяти прийняттю рішення щодо використання схеми НТС з дроселюванням газу. Тип і характеристика використовуваних компресорів визначаються параметрами процесу завантаження загалом і окремих етапів зокрема.

Якщо розглядати процес стиснення газу в компресорі у поєднанні із заповненням ємності, необхідно відзначити, що він супроводжується постійним збільшенням тиску в ємності і, відповідно, на виході компресора. Іншими словами, в міру наповнення ємності різниця між затраченою роботою компресорної установки і корисною роботою стиснення газу в ємності поступово зменшується. Причому чим менша ця різниця, тим більшою ефективністю характеризуватиметься процес стиснення газу в ємності до необхідного тиску. Зменшення різниці досягається також використанням не одного багатоступінчастого компресора, а декількох одноступінчастих з поступовим введенням їх у дію. Оптимальному вибору обладнання для стиснення газу сприяє також використання компресорів, що мають можливість комплектування опозитних баз циліндрами з різними параметрами.

На сьогодні світові лідери компресоробудування з метою вибору обладнання для конкретних умов пропонують спеціально розроблені програмні продукти. З їх допомогою створюється можливість визначення основних параметрів компресорів, швидкого вибору базових елементів,

циліндрів, а також двигунів для приведення їх в дію. Одним з таких виробників компресорів є корпорація Agiel [72].

Однак при виборі компресорного обладнання для реалізації технології CNG, як уже зазначалося, необхідно враховувати особливості процесу підготовки газу. Тому функціональні можливості програмних продуктів, покликаних прискорити процес вибору цілого комплексу обладнання, повинні бути значно розширені. Для вибору напрямків розширення необхідно розглянути можливі шляхи реалізації процесу.

Параметри джерела постачання газу є визначальними при виборі схеми реалізації. Так, при високих тисках джерела газу процес стиснення може здійснюватися в одноступінчастому компресорі ($K1$). При зниженні тиску нижче 7 МПа для стиснення газу до 20 МПа доцільно використовувати двоступінчасті компресори ($K2 = K21 + K22$). Також двоступінчастий компресор може бути замінений двома одноступінчастими ($K3, K4$). Схема, що описує можливі варіанти здійснення процесів підготовки і стиснення газу, наведена на рисунку 2.5.

Таким чином, при виборі обладнання для забезпечення підготовки та стиснення газу необхідно оптимізувати його склад, виходячи з умов економічної ефективності роботи всього комплексу. Оцінити переваги окремого варіанту в першому наближенні можна з умови мінімальних енергетичних затрат на його реалізацію. Для подальшої оптимізації схеми необхідною є оцінка працездатності окремих елементів і системи загалом за можливих умов експлуатації.

Проблема подання інформації при створенні програмних продуктів вважається однією з основних в нафтогазовій галузі. На сьогодні створення та використання баз даних і гнучких систем управління дозволили накопичити великі обсяги інформації. Оскільки нафтогазова галузь характеризується широкою розгалуженістю, складною структурою, то

інформаційні потоки повинні постійно нарощуватися в сховищах і базах даних [73].

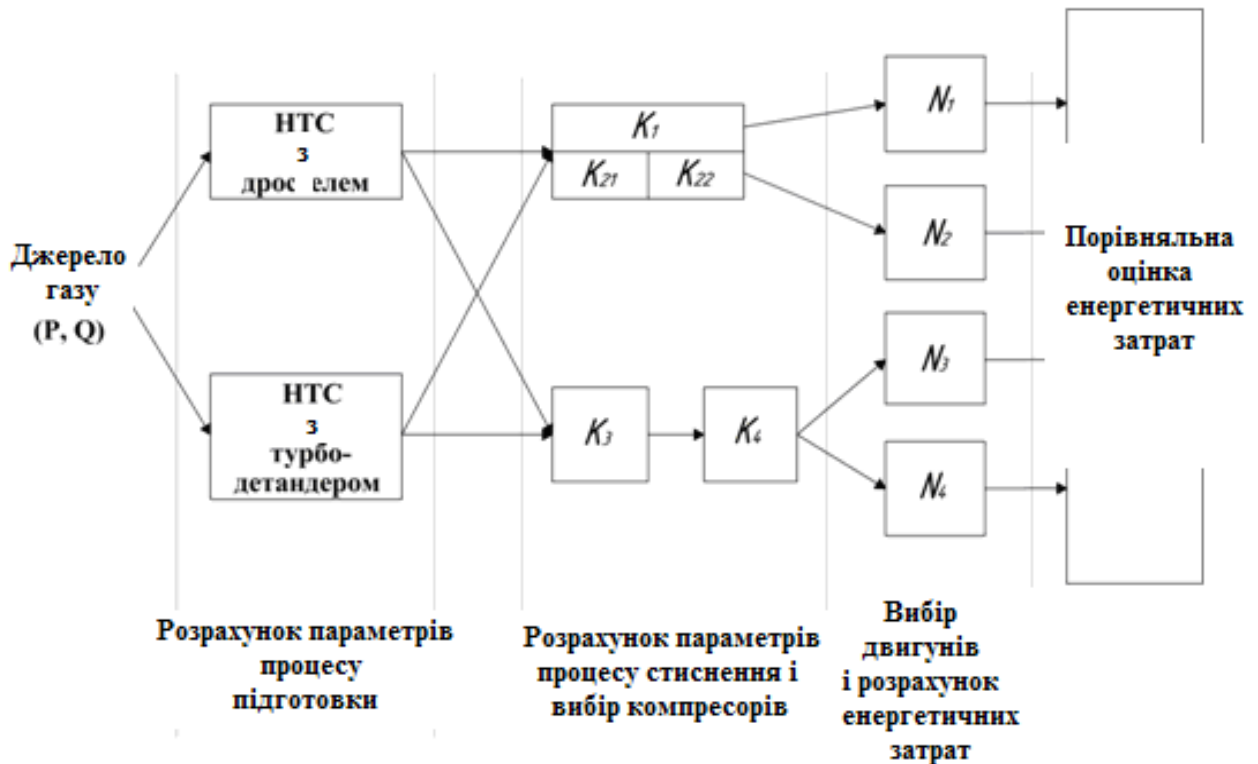


Рисунок 2.5 – Схема, що описує можливі варіанти здійснення процесів підготовки і стиснення газу

З метою інтелектуалізації вибору оптимальної комплектації, зокрема технологічних барж, виявлені основні напрямки проектування інформаційної системи. Основне завдання на цьому етапі – виявлення залежностей і процесів, що виникають при функціонуванні системи і створення інформаційного середовища на базі програмних засобів і технологій для забезпечення ефективного процесу аналітичної обробки даних з метою підтримання прийняття рішень в умовах нафтогазової предметної області.

Розробка сучасних інформаційних систем неможлива без застосування методів як аналітичного, так і імітаційного моделювання.

При створенні великих систем [74], необхідно провести дослідження і розрахунки пов'язані з:

- оцінкою показників, що характеризують різні властивості системи;

- вибором оптимальної структури системи;
- вибором оптимальних значень і їх параметрів.

Такі дослідження можливі за наявності математичного опису процесу функціонування системи, тобто її математичної моделі. З метою описання інформаційних потоків при інтелектуалізації оптимального вибору комплектації технологічних барж запропоновано використовувати структурно-концептуальну модель (рис. 2.6).

На основі запропонованої моделі з метою структуризації даних, необхідних для аналітичної обробки при обґрунтуванні вибору оптимальної комплектації технологічних барж, використано групування даних за поданням і призначенням.

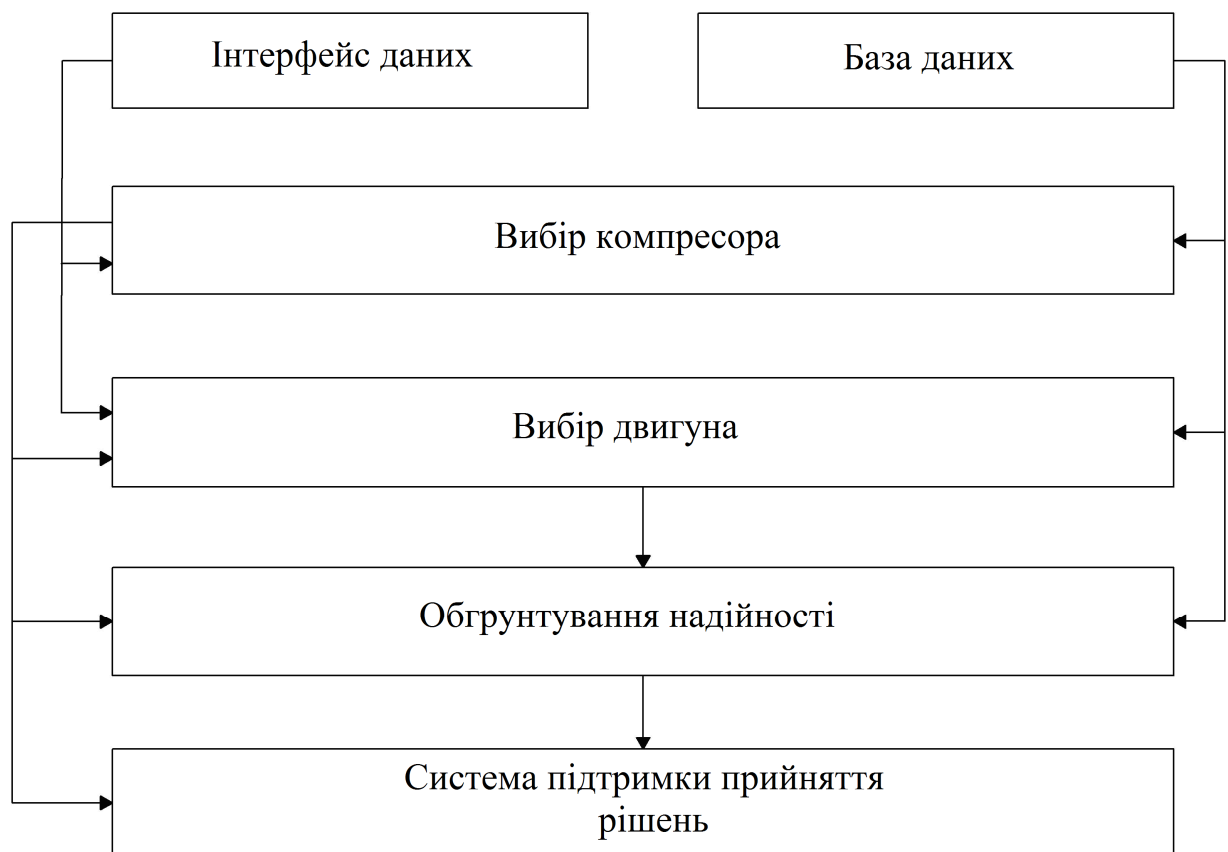


Рисунок 2.6 – Структурно-концептуальна модель інтелектуалізації системи підтримання прийняття рішень при оптимізації вибору комплектації транспортних барж

Нехай A – інтерфейсні параметри, B – модель даних, C – параметри компресорів, D – параметри двигунів, E – характеристики надійності, F – характеристики системи підтримки прийняття рішень при оптимальному виборі комплектації технологічних барж:

$A = (a_1, a_2, a_3, A_c)$, де a_1 – тиск на вході в компресор, a_2 – температура на вході в компресор, a_3 – продуктивність на вході в компресор, A_c – множина параметрів вибору.

$B = (B_1, B_2, B_3, B_4)$, де B_1 – характеристика баз компресора, B_2 – характеристики циліндрів, B_3 – характеристика двигунів, B_4 – множина констант.

$C = (c_1, c_2, c_3, c_4)$, де c_1 – потужність, c_2 – кількість ступенів, c_3 – діаметр циліндрів, c_4 – максимальний тиск.

$D = (d_1, d_2)$, де d_1 – потужність двигуна, d_2 – номінальна частота обертання.

$E = (E_1, E_2, \dots, E_n)$, де n – кількість компонентів у елементній базі технологічної схеми.

$F = (F_1, F_2, \dots, F_n)$, де n – число формально-логічних ланцюгів для підтримки прийняття рішень при оптимальному підборі комплектації технологічної баржі.

Використовуючи формально-логічний апарат теорії множин, теорії графів, теорії відносин, створено причинно-наслідкові ланцюжки поведінки системи підтримання прийняття рішень для оптимального вибору комплектації технологічних барж.

На концептуальному етапі створення системи, введено такі базові підсистеми [75]: зберігання даних, управління даними, аналітичної обробки та інформаційно-пошукову. До інтелектуальної системи висуваються такі вимоги: система повинна оперувати предметно-орієнтованими даними, всі дані повинні відповідати послідовним інтервалам часу і бути незмінними, система повинна містити метадані. Для їх досягнення підсистему зберігання

даних запропоновано реалізовувати, використовуючи концепцію сховища даних (Data Warehouse).

При організації доступу до даних, розміщених в підсистемі зберігання, організовується підсистема управління даними (рис. 2.7). Підсистема (база даних) здійснює зберігання, введення нових даних і підтримку завдань інформаційно-пошукового аналізу в рамках процесу OLTP (On-line Transaction Processing). Інформаційно-пошукова система здійснює візуалізацію інформації про параметри джерел газу і комплектацію технологічних барж.

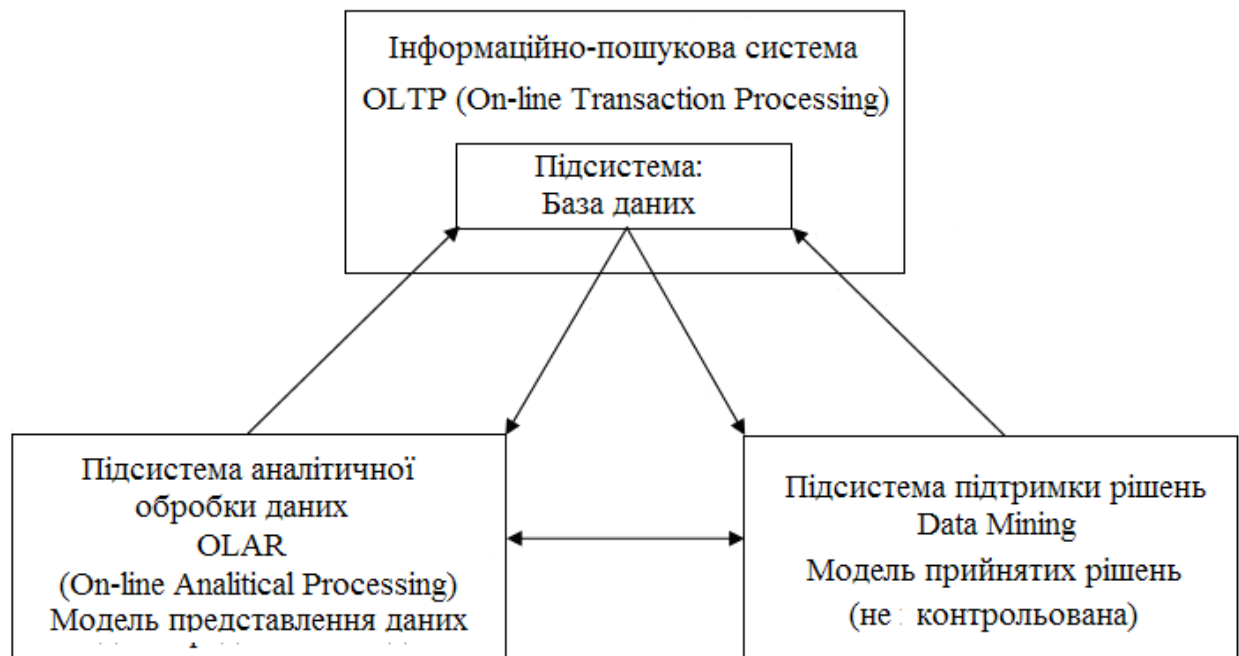


Рисунок 2.7 – Загальна організаційна структура інтелектуалізації оптимального вибору комплектації технологічних барж

Аналітична підсистема функціонує в рамках процесу OLAP (On-line Analytical Processing) і забезпечує оперативний аналіз даних для підтримки прийняття рішень. Підсистема оптимізації вибору комплектації технологічних барж реалізує методи і алгоритми Data Mining.

Використання концептуальної схеми дозволить швидко та якісно знаходити нові закономірності і залежності між даними, наборами даних, отриманими при реалізації технології CNG, також можливість коригувати підтримку прийняття рішення з метою оптимізації комплектації технологічних барж при отриманні нових даних.

Подальші дослідження слід спрямувати на: обґрунтування вибору оптимальної технологічної схеми підготовки і стиснення газу, алгоритмізацію запропонованої концепції інтелектуалізації оптимального вибору комплектації технологічних барж, створення програмного забезпечення.

2.3 Розроблення алгоритму вибору обладнання для забезпечення підготовки і стиснення газу з мінімальними енергетичними затратами

Опишемо особливості реалізації можливих варіантів процесів підготовки та компримування газу (рис. 2.5).

Згідно зі схемою I газ прямує через дросель, де зменшується його температура і тиск. Пройшовши підготовку, газ потрапляє до циліндра першого ступеня двоступінчастого компресора, де він стискається до проміжного тиску і спрямовується до холодильної установки. Далі газ потрапляє до циліндра другого ступеня, стискається до кінцевого тиску і знову прямує в холодильну установку. Після охолодження газ потрапляє в спеціальні ємності. При реалізації даної схеми привод компресора працює постійно.

Аналогічним чином реалізується схема II, але замість дроселя використовується турбодетандерна установка. Вона, як і дросель, знижує температуру газу і тиск, але падіння тиску у випадку використання турбодетандера є меншим, ніж при використанні дроселя, що уможливорює використання компресорів меншої потужності.

Реалізації схеми III і IV до входу газу в компресори проводиться аналогічно, як і в вище описаних схемах. Після дроселя або турбодетандера газ потрапляє до циліндрів компресора першого ступеня, де він стискається до проміжного тиску і спрямовується в холодильну установку. Далі газ потрапляє до циліндрів компресора другого ступеня, де він стискається до кінцевого тиску і знову прямує в холодильну установку. Після охолодження газ потрапляє в спеціальні ємності. При реалізації такої схеми привод компресора першого ступеня працює постійно, а привод компресора другого ступеня включається періодично після того, як тиск газу в спеціальній ємності досягне проміжного значення.

Як бачимо, при компримуванні газу двома компресорами певний проміжок часу працює тільки один компресор, що зменшує енергетичні затрати на стиснення газу.

Слід наголосити, що абсолютно точний вибір обладнання не завжди є можливим. Цим пояснюється можливість використання однакових компресорів як при реалізації схеми з дроселем, так і схеми з турбодетандерною установкою.

Щоб підібрати обладнання для забезпечення стиснення газу з мінімальними енергетичними затратами, необхідно розробити алгоритм, який також слугуватиме основою для розроблення спеціального програмного забезпечення щодо вибору обладнання.

Такий алгоритм схематично зображено на рисунку 2.8. Також виділено основні залежності для реалізації запропонованого алгоритму [76, 77].

Продуктивність за тиску на вході компресора становить:

$$Q = \frac{Q_o \cdot P_o \cdot T \cdot Z}{P \cdot T_o}, \text{ м}^3/\text{добу}, \quad (2.1)$$

де Q_o – продуктивність свердловини, $\text{м}^3/\text{добу}$;

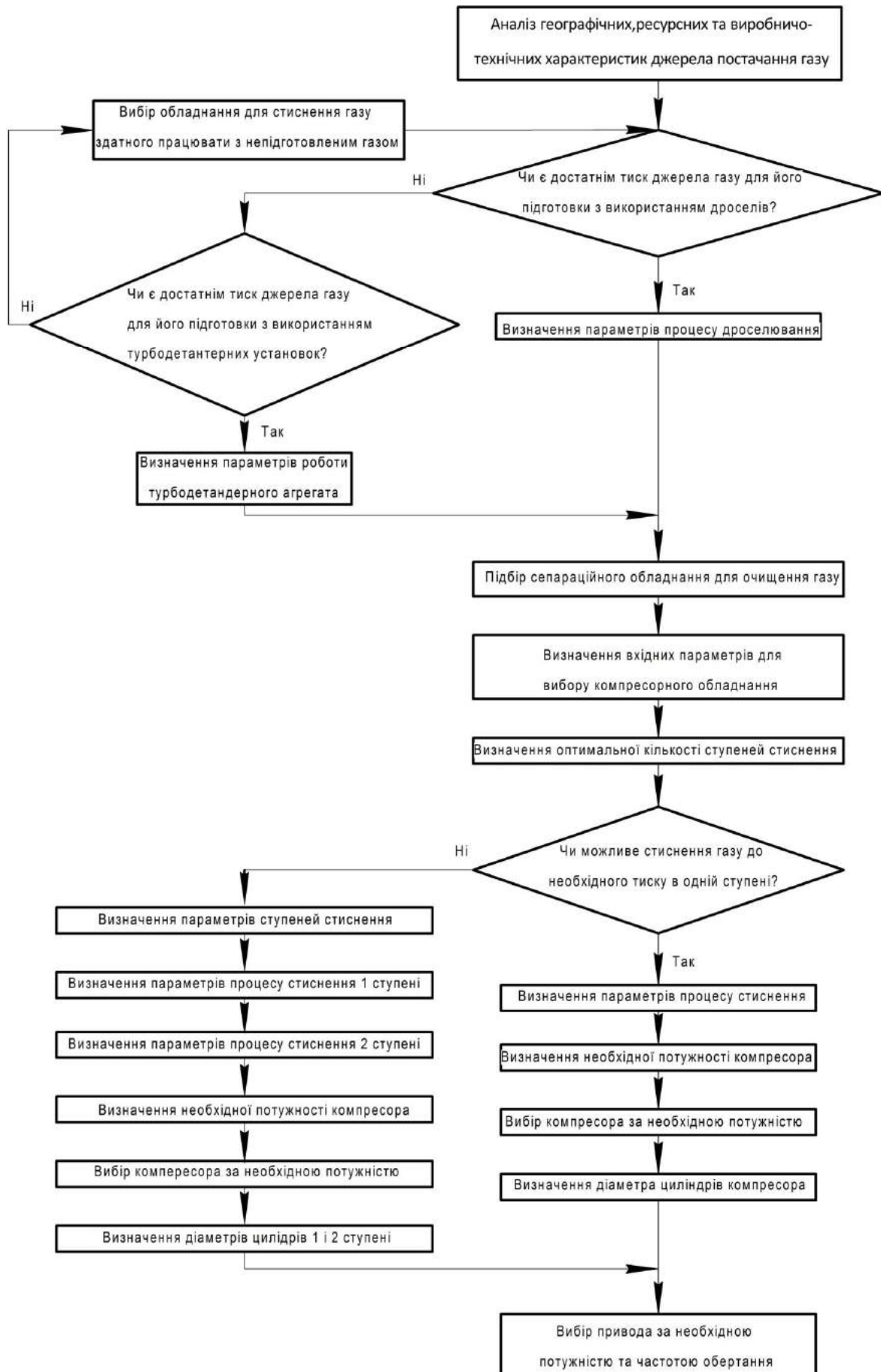


Рисунок 2.8 – Алгоритм вибору обладнання технологічних барж

P_o – тиск за нормальних умов (атмосферний тиск), МПа;

T – температура газу на виході з компресора, К;

Z – коефіцієнт стиснення газу;

P – тиск нагнітання, МПа;

T_o – температура за нормальних умов, К.

Дійсна продуктивність

$$Q^D = \frac{Q}{\lambda \cdot 24 \cdot 3600}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.2)$$

де λ – коефіцієнт подачі, який визначається як:

$$\lambda = \lambda_t \cdot \lambda_p \cdot \lambda_o, \quad (2.3)$$

де λ_t – коефіцієнт температурний;

λ_p – коефіцієнт тиску;

λ_o – коефіцієнт об'ємний.

Температура газу після компресора

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \text{ К}, \quad (2.4)$$

де T_1 – температура газу на вході в компресор, К;

P_1 – тиск на вході в компресор, МПа;

P_2 – тиск нагнітання, МПа;

n – коефіцієнт політропи.

Робота, яку необхідно виконати для стиснення газу до відповідного тиску

$$L = z \cdot \frac{n}{n-1} \cdot P_1 \cdot 10^6 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{zn}} - 1 \right], \text{ Дж/м}^3 \quad (2.5)$$

де Z – кількість ступеней компресора;

P_1 – тиск на вході в компресор, МПа;

P_2 – тиск нагнітання, МПа;

n – коефіцієнт політропи.

Необхідна потужність компресора

$$N = L \cdot Q^D, \text{ кВт}, \quad (2.6)$$

Площа поршня компресора

$$F_{\Pi} = \frac{2 \cdot Q^D}{C_m}, \text{ м}^2 \quad (2.7)$$

де C_m – швидкість руху поршня, м/с;

Тоді діаметр поршня становить:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{F_{\Pi}}{\pi} + d^2}{2}}, \text{ м}, \quad (2.8)$$

де d – діаметр поршня, м.

Згідно з розробленим алгоритмом, з використанням наведених залежностей та окремих довідкових даних виконано підбір обладнання для випадку необхідності відбору газу в кількості 200000 м³/добу при наявному тиску 4 МПа.

Підбір обладнання здійснено при реалізації чотирьох описаних вище схем. Отримані результати занесені в таблицю 2.4.

Таблиця 2.4 – Результати вибору обладнання для відбору газу в кількості 200000 м³/добу

Тип схеми	Розрахункова потужність компресора, кВт	База компресора	Потужність компресора, кВт	Діаметр поршнів, мм	Циліндр	Потужність привода, кВт	Витрата палива, л/год
I	883,7	JGT/2	969	208	8-3/8 К:Т	1100	278,6
				111	4-3/8 К:Т-VS		
II	655,4	JGT/2	969	159	6-1/4 К:Т	1100	278,6
				97	3-7/8 К:Т-VS		
III	456,2	JGJ/2	462	214	8-3/8 RJ:R	558	140
	433,8	JGJ/2	462	112	4-5/8 R	558	140
IV	339,2	JGJ/2	462	163	6-3/8 RJ:R	558	140
	322,6	JGJ/2	462	97	3-7/8 RJ:R	558	140

Для вхідного тиску 2,5 МПа проведено вибір компресорів для стиснення газу в кількостях, вказаних у таблиці 2.5.

Таблиця 2.5 – Результати вибору компресорів для стиснення газу

Продуктивність	1 компресор	2 компресори	
		Компресор 1 ступеня	Компресор 2 ступеня
500000 м ³ /добу	N = 1639кВт Компресор: KBZ/2 N _{комп} =1939 кВт	N = 848 кВт Компресор: JGT/2 N _{комп} =969 кВт	N = 800 кВт Компресор: JGT/2 N _{комп} = 969 кВт
600000 м ³ /добу	N = 1915 кВт Компресор: KBZ/2 N _{комп} = 1939 кВт	N= 1017 кВт Компресор: JGD/2 N _{комп} = 1544 кВт	N = 967 кВт Компресор: JGD/2 N _{комп} = 1544 кВт
1000000 м ³ /добу	N = 3277 кВт Компресор: KBZ/4 N _{комп} =3878 кВт	N = 1696 кВт Компресор: KBZ/2 N _{комп} = 1939 кВт	N = 1613 кВт Компресор: KBZ/2 N _{комп} = 1939 кВт
2000000 м ³ /добу	N = 6544 кВт Компресор: KBV/6 N _{комп} = 7427 кВт	N = 3392 кВт Компресор: KBZ/4 N _{комп} = 3878 кВт	N = 3226 кВт Компресор: KBZ/4 N _{комп} = 3878 кВт

Таким чином, підтверджено можливість використання компресорів Ariel для стиснення різної кількості газу і апробовано запропонований алгоритм вибору обладнання.

Висновки до розділу 2

1. Проведено аналіз чинників, що визначають особливості підготовки та стиснення газу при реалізації транспортної технології CNG. З міркувань енергоефективності технологічних процесів встановлено доцільність підготовки продукції свердловин шляхом низькотемпературної сепарації з використанням турбодетандерних агрегатів.

2. Для забезпечення роботи компресорних установок з високим коефіцієнтом корисної дії необхідним є використання моделей компресорів, що мають широкий спектр регулювання тисків і продуктивностей.

3. З метою врахування особливостей реалізації окремого проекту та встановлення його оптимальних параметрів необхідно розглядати комплекс обладнання для забезпечення підготовки і стиснення газу як складну багаторівневу систему з великою кількістю внутрішніх і зовнішніх зв'язків.

4. Розроблено концептуальну схему вибору обладнання для підготовки та стиснення газу при реалізації технології CNG. Її використання дозволить швидко та якісно знаходити нові закономірності і залежності між наборами даних, що дасть можливість оптимізувати комплектацію обладнання у разі отримання нових даних.

5. Розроблено алгоритм вибору обладнання для забезпечення стиснення та завантаження газу.

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ЗАВАНТАЖЕННЯ І РОЗВАНТАЖЕННЯ МОРСЬКИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

В переважній більшості дослідження щодо технології транспортування стиснутого природного газу (CNG) стосувалися розроблення обладнання та засобів для його зберігання і транспортування. Процеси завантаження та розвантаження досліджувались не достатньо. Однак, зважаючи на велику різноманітність можливих умов використання технології CNG, ці процеси потребують детального вивчення.

Однією з вагомих проблем вантажних систем є проблема оптимізації режимів їх завантаження та розвантаження. На окремих етапах процес завантаження супроводжується різким розширенням газу і, як наслідок, падінням його температури, що може стати причиною аварій устаткування. Ця проблема стала предметом досліджень провідних фірм-розробників. Фірмою EnerSea, наприклад, запатентована вже згадувана спеціальна технологія VOTRANS, що використовує принцип гідрозатвора. Російські розробники заявляють про наявність ряду пропозицій щодо вирішення даної проблеми.

Окремі етапи завантаження морських транспортних засобів є точним відтворенням процесу, що реалізується на будь-якій автогазонаповнювальній компресорній станції в ході заповнення балонів автотранспортних засобів. При цьому необхідно враховувати значну різницю між об'ємами наповнення.

Таким чином, проведення теоретичних та експериментальних досліджень із вказаними об'єктами і перенесення їх результатів на вантажні системи суден CNG дасть змогу частково оцінити можливий вплив наявних процесів на роботу обладнання для транспортування стиснутого природного газу з метою забезпечення його працездатності.

3.1 Особливості процесів заповнення та спорожнення вантажних ємностей

Як зазначалось у першому розділі, на сьогодні світовими виробниками пропонуються модулі для транспортування стиснутого природного газу, які за призначенням є рухомими автогазозаправниками. Такі модулі виконуються за розмірами стандартного морського контейнера, з допомогою спеціальних кріплень монтуються на шасі, призначеному для перевезення контейнерів, і комплектуються балонами різних типів (рис. 3.1).



а)



б)



в)

а) – CNG-1; б) – CNG-2; в) – CNG-4

Рисунок 3.1 – Модулі для транспортування стиснутого природного газу, укомплектовані балонами різних типів

Спільною особливістю модулів для транспортування стиснутого природного газу є те, що балони сполучаються сталевими трубопроводами малого діаметра. Це зумовлено особливостями використання модулів та характеристиками автогазонаповнювальних станцій, на яких здійснюється їх завантаження.

Транспортування газу морськими акваторіями характеризується значно більшими об'ємами перевезень, а також швидкостями процесів завантаження та розвантаження. Зважаючи на це, постає питання дослідження особливостей їх реалізації і, зокрема, за умов дотримання принципу почергового заповнення та спорожнення ємностей вантажної системи [69]. Що стосується процесу заповнення балонів та витікання газу з них, то певні результати отримані авторами з використанням числових методів у програмі MATLAB [80]. Однак, вони не дають вичерпної відповіді на окремі питання.

Тому метою на даному етапі є дослідження процесів завантаження та розвантаження морських транспортних засобів, визначення діаметрів з'єднувальних колекторів, за яких забезпечуються необхідні швидкості з врахуванням схем їх реалізації та обмежень щодо діапазону робочих температур елементів вантажних систем.

Під час завантаження із джерела газу тиск в ємностях вантажної системи поступово зростає від тиску порожніх ємностей до робочого тиску. Процес проходить у два етапи: на першому – під тиском джерела газу в ємності, а на другому – з використанням компресорів.

Таким чином, процес завантаження і розвантаження морських транспортних засобів на початкових етапах описується як перетікання газу з однієї ємності в іншу. Такими ємностями при завантаженні є джерело газу і вантажна система, а при розвантаженні – вантажна система і газова магістраль.

Сам процес може протікати у двох режимах: критичному і докритичному [80].

Режим течії визначається співвідношенням тисків середовища, з якого витікає газ (P_0) і середовища, куди газ потрапляє (P_1):

$$\beta = \frac{P_1}{P_0}. \quad (3.1)$$

Критичне значення β визначається як:

$$\beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (3.2)$$

де k – показник адіабати.

Таким чином, якщо $\beta \leq \beta_{кр}$, спостерігається критичний режим течії газу. При цьому швидкість v газового потоку еквівалентна швидкості звуку і вже не залежить від співвідношення тисків β [81]:

$$v = v_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0}, \quad (3.3)$$

де R – газова стала;

T_0 – температура середовища, звідки витікає газ.

Оскільки зміна параметрів газу в ємності, з якої він витікає, описується адіабатою Пуассона

$$\frac{P_1}{\rho_1^k} = \frac{P_0}{\rho_0^k},$$

звідки

$$\rho_1 = \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{1}{k}} \rho_0,$$

а співвідношення тисків

$$\frac{P_1}{P_0} = \beta_{кр} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

секундна масова витрата буде рівною:

$$G = f\rho_1 v = f \left(\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right)^{\frac{1}{k}} \rho_0 \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0} = f \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} RT_0 \rho_0^2}, \quad (3.4)$$

де f – площа перерізу труби, через яку витікає газ;

ρ_0 – густина газу в ємності, з якої він витікає.

В докритичному режимі швидкість v газового потоку поступово знижується і залежить від параметра β :

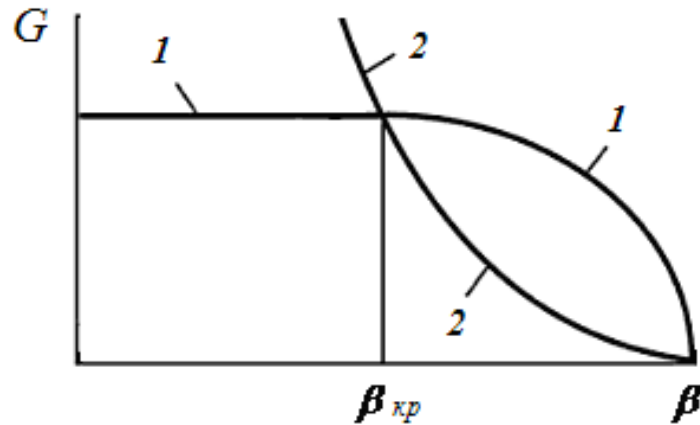
$$v = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_0 \left[1 - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (3.5)$$

При цьому секундна масова витрата на основі формули Сен-Венана-Вентцеля становить [82]:

$$G = f \sqrt{\frac{2k}{k-1} \rho_0^2 RT_0 \left[\beta^{\frac{2}{k}} - \beta^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (3.6)$$

Залежність витрати газу від співвідношення тисків за умов постійної температури T_0 і тиску P_0 наведена на рисунку 3.2 (крива 1). Цей випадок характерний саме для процесу завантаження газу в ємності вантажної системи із джерела, яким може бути свердловина або група свердловин.

За умов розвантаження морських транспортних засобів постійним є протитиск, а тиск в ємності, звідки витікає газ, змінюється. При цьому залежність витрати газу від співвідношення тисків описується кривою 2 (рис. 3.2) [81, 82].



$$1 - P_0 = \text{const}; 2 - P_0 = \text{var}$$

Рисунок 3.2 – Залежність масової витрати газу від співвідношення тисків

З огляду на суттєві відмінності у протіканні процесів, завантаження та розвантаження морських транспортних засобів надалі розглядатимемо окремо.

Нехай за умов завантаження транспортних засобів джерело газу характеризується параметрами T_0 , P_0 , а стан газу в окремій ємності вантажної системи об'ємом V_1 – відповідно P_1 , T_1 . Площа перерізу з'єднувального трубопроводу – f . При цьому джерело газу будемо розглядати як ємність необмеженого об'єму (рис. 3.3), з якої витікає газ.

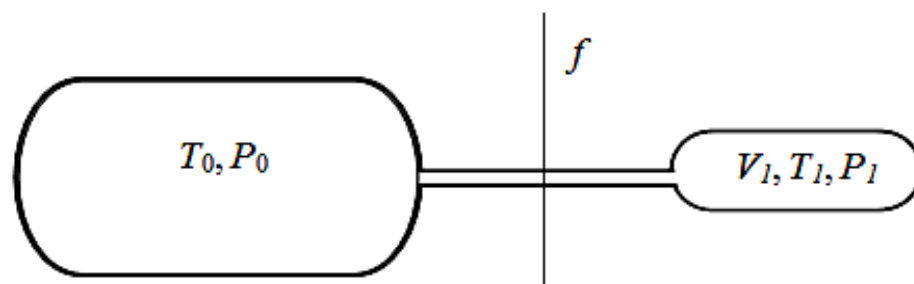


Рисунок 3.3 – Схема процесу заповнення ємності вантажної системи

Оскільки у початковий момент тиск газу в ємності вантажної системи є дуже низьким ($P_1=0,2\dots0,3$ МПа) порівняно із тиском джерела газу, газ рухатиметься з'єднувальним трубопроводом з критичною швидкістю. За рахунок перетікання газу тиск в ємності вантажної системи поступово збільшуватиметься. Коли співвідношення вказаних тисків досягне критичного значення $\beta_{кр}$, витрата газу у з'єднувальному трубопроводі почне зменшуватися і при вирівнюванні тисків досягне нуля.

Додатковою умовою в процесі завантажування морських транспортних засобів є відповідність витрати газу у з'єднувальному трубопроводі продуктивності джерела газу. Щоб знайти площу поперечного перерізу з'єднувального трубопроводу, необхідну для реалізації процесу заповнення ємності за умов, що визначаються параметрами джерела газу, слід прирівняти продуктивність джерела газу до витрати газу при критичному витіканні. Для зручності вираз (3.4) запишемо у вигляді:

$$G = f \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} RT_0 \rho_0^2} = f \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} P_0 \rho_0}. \quad (3.7)$$

При цьому для визначення густини газу скористаємося рівнянням стану реального газу:

$$\rho_0 = \frac{P_0}{zRT_0}, \quad (3.8)$$

де z – коефіцієнт стисливості, який для розглянутого діапазону тисків визначається як:

$$z = 2 \left(\frac{1,21}{P_{зв} + 1} \right)^{\frac{0,529}{T_{зв}^{4,4}}}, \quad (3.9)$$

де $P_{зв} = P_0 / P_{кр}$ – зведений тиск;

$T_{зв} = T_0 / T_{кр}$ – зведена температура;

$P_{кр}, T_{кр}$ – відповідно критичний тиск і критична температура газу

[83].

На рисунку 3.4 наведено залежність мінімально необхідного діаметра з'єднувального трубопроводу від параметрів джерела газу.

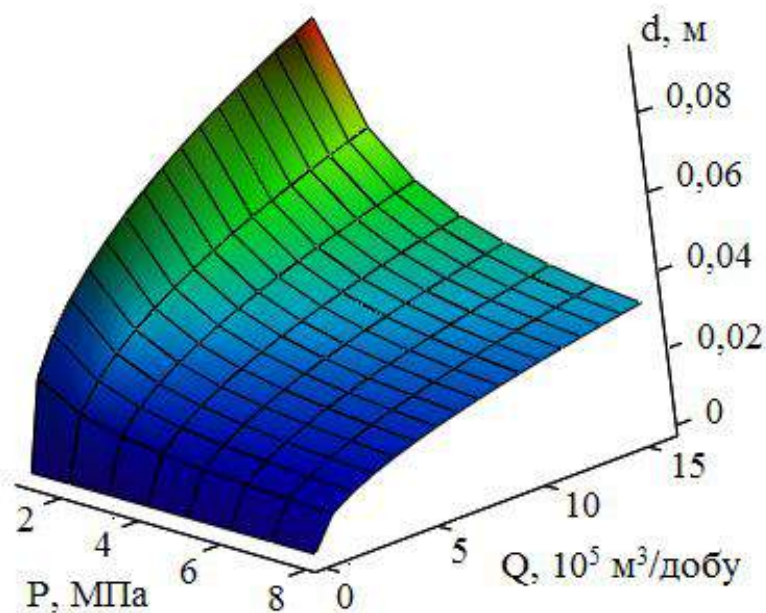


Рисунок 3.4 – Залежність мінімально необхідного діаметра з'єднувального трубопроводу від параметрів джерела газу

Уникнути зменшення масової витрати через з'єднувальний трубопровід при досягненні критичного значення співвідношення тисків можна шляхом введення в дію компресора. За умов використання багатоступеневого компресора його параметри необхідно підбирати з врахуванням робочого тиску ємності. Прийнявши для природного газу показник адіабати рівним 1,3, отримаємо, що $\beta_{кр} = 0,5457$. Зважаючи на це, можна стверджувати, що для забезпечення критичного режиму впродовж всього процесу завантаження тиск компресора повинен бути майже удвічі вищим за робочий тиск ємностей вантажної системи. Це є недопустимим з міркувань

енергоефективності процесу завантаження.

Однак, на даному етапі необхідно врахувати, що з підвищенням тиску джерела газу за рахунок введення в дію компресора густина газу збільшиться. Це призведе до зменшення необхідного діаметра з'єднувального трубопроводу. Приймавши допустиме перевищення тиску компресора над робочим тиском (20 МПа) ємностей вантажної системи рівним 5 %, отримаємо, що тиск на виході компресора не повинен перевищувати 21 МПа. Тоді, скориставшись виразом для масової витрати за умов докритичного режиму (3.6), отримаємо залежність мінімально необхідного діаметра з'єднувального трубопроводу від масової витрати (рис. 3.5) на завершальному етапі заповнення ємності.

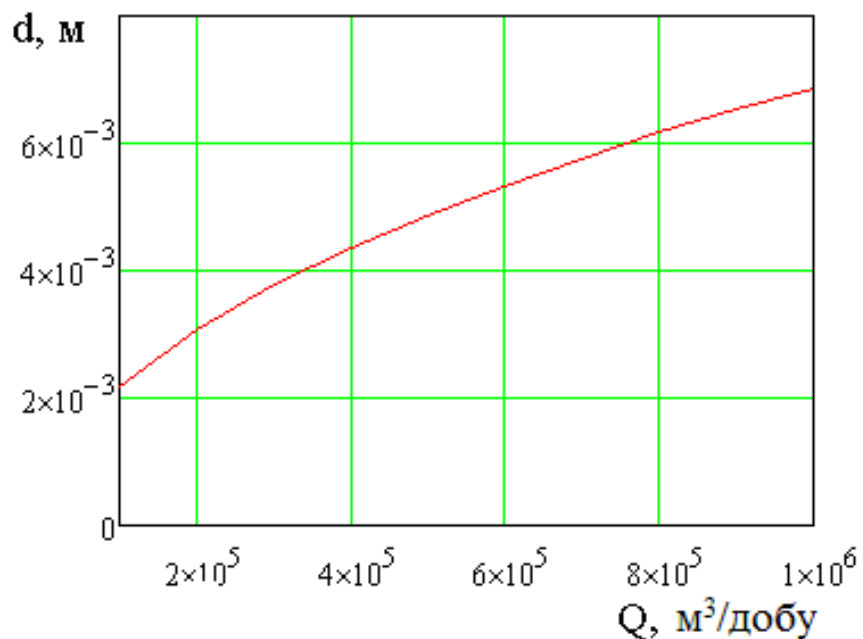


Рисунок 3.5 – Залежність мінімально необхідного діаметра від швидкості завантаження

Відтак постає питання визначення тривалості процесу розвантаження морських транспортних засобів, тобто часу витікання газу із ємностей вантажної системи через з'єднувальні трубопроводи певного діаметра.

Як вже зазначалось, витікання газу з ємності обмеженого об'єму супроводжується поступовим зменшенням тиску в ній. Це зумовлює, відповідно, зменшення витрати газу через з'єднувальний трубопровід, навіть при критичному витіканні (рис. 3.2, крива 2).

Хоча процес розвантаження (як і завантаження) передбачає наявність двох етапів, загалом його можна розглядати як поступове витікання газу з ємності. На першому етапі тиск середовища, куди витікає газ, буде рівний тиску в магістралі, а на другому – визначатиметься умовами всмоктування компресора. З метою мінімізації енергозатрат доцільним є поетапне введення в дію декількох компресорів.

Припустимо, що в початковий момент процес витікання газу з ємності відбувається у критичному режимі. Зі зменшенням тиску газу в ємності зменшується і масова витрата газу. Введення в дію компресора зумовить повернення процесу витікання у критичний режим, який згодом перейде у докритичний. Після введення в дію компресора наступного ступеня стиснення відбуваються аналогічні зміни. Кількість таких повторень визначається кількістю незалежних ступенів стиснення. Момент введення в дію компресора визначається з врахуванням обмежень щодо тривалості процесу розвантаження. Мінімальною тривалість процесу буде за відсутності докритичних режимів витікання газу, тому в ході подальших досліджень розглянемо варіант існування тільки критичного режиму витікання газу за умов введення в дію двох незалежних ступенів стиснення.

Теоретичний підхід до вирішення поставленого завдання можливий на основі термодинаміки. Основне фізичне припущення, яке робиться в цьому випадку, полягає в тому, що процес витікання розглядається як квазістаціонарний, тобто передбачається, що витікання через вихідний отвір за нескінченно малий проміжок часу можна розглядати як стаціонарне. Для визначення миттєвої швидкості і витрати газу можна скористатись поточними значеннями тиску і температури газу. Точність результатів

термодинамічного розв'язку, а, отже виправданість ідеї квазістаціонарної течії газу здебільшого залежить від швидкості зміни тиску в резервуарі з часом.

Процес витікання газу з ємності обмеженого об'єму описується схемою, зображеною на рисунку 3.6, та залежностями (3.4) та (3.6) в наступному вигляді:

$$G = f \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} P_1 \rho_1}, \quad (3.10)$$

$$G = f \sqrt{\frac{2k}{k-1} P_1 \rho_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (3.11)$$

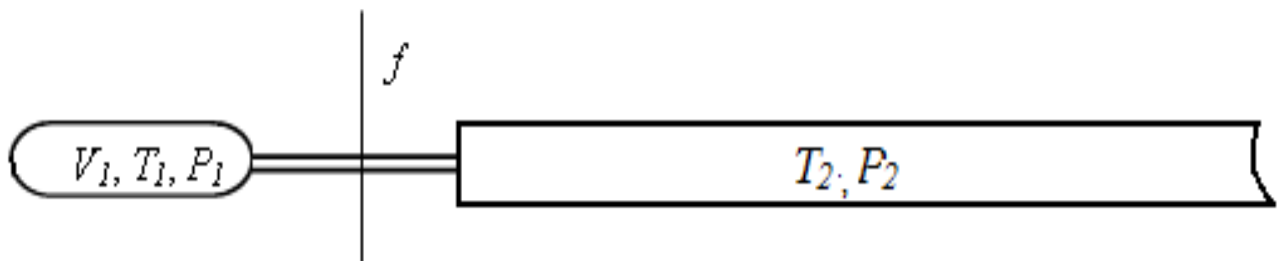


Рисунок 3.6 – Схема процесу спорожнення ємності вантажної системи

З використанням аналітичних залежностей, наведених у [80], встановлено динаміку зміни тиску при витіканні газу з балона об'ємом $28,872 \text{ м}^3$ через з'єднувальний трубопровід площею поперечного перерізу $f=0,000785 \text{ м}^2$ ($d=0,0316 \text{ м}$) за умов відсутності докритичних режимів витікання (рис. 3.7). При цьому середня швидкість витікання газу з окремої ємності становить $27,17 \text{ м}^3/\text{с}$ ($2,35 \cdot 10^6 \text{ м}^3/\text{добу}$).

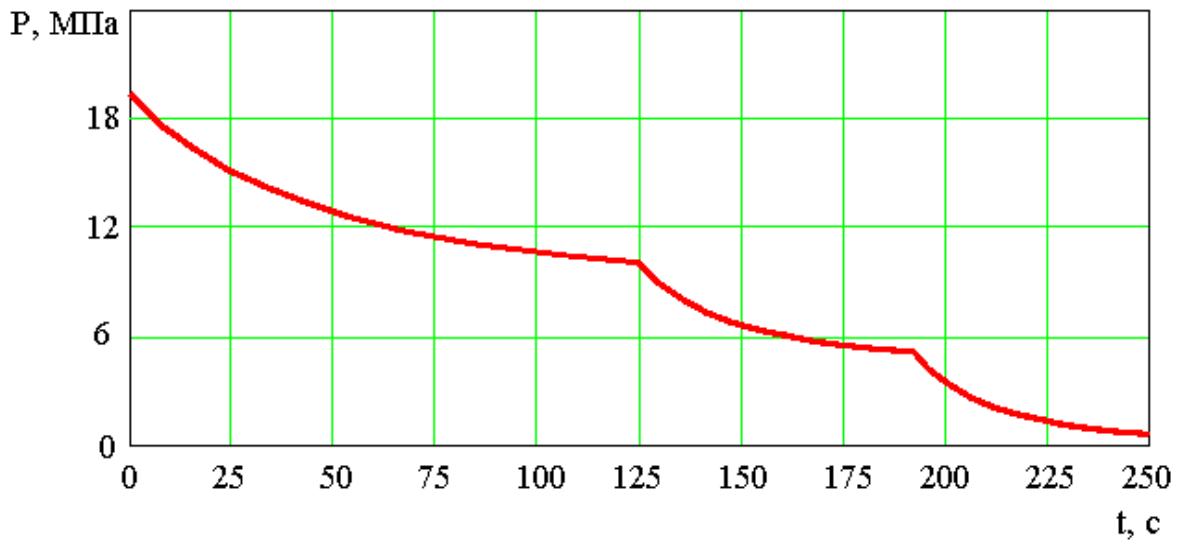


Рисунок 3.7 – Динаміка зміни тиску в балоні у процесі витікання газу

Аналогічна задача вирішена для умов витікання газу через трубопроводи різних діаметрів (рис. 3.8). Обчислення виконані числовим методом з врахуванням методики, наведеної у [84].

Таким чином, отримані результати досліджень можуть бути використані під час проектування вантажних систем морських транспортних засобів для транспортування стиснутого природного газу. Також вони можуть слугувати за основу при комплектуванні окремих блоків за умов використання пропонованих виробниками CNG модулів. З використанням опробуваних алгоритмів можливим є обґрунтування режимів завантаження і розвантаження морських транспортних засобів відповідно до умов реалізації окремих проектів.

Водночас важливою у процесі заповнення ємностей вантажної системи є зміна температури газу, а, отже, і самої ємності. Також необхідним є дослідження зміни температури газу всередині балону за різних швидкостей та схем реалізації процесу його спорожнення.

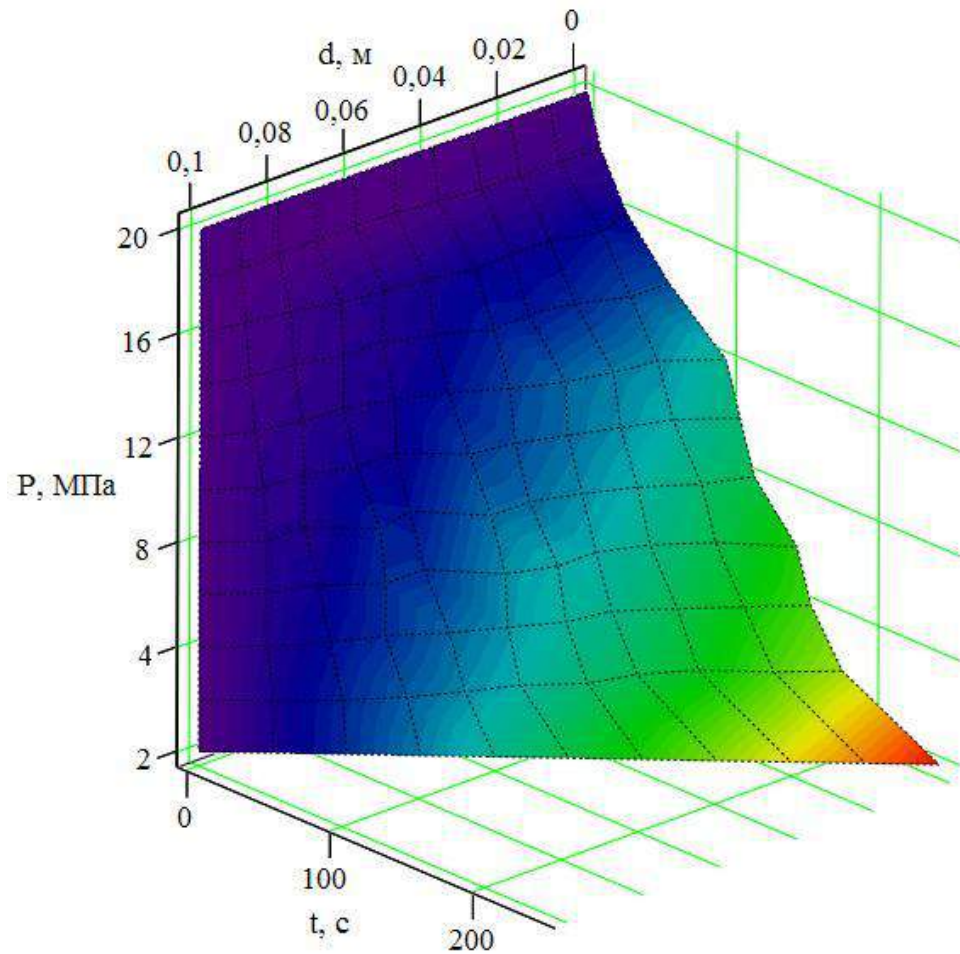


Рисунок 3.8 – Динаміка зміни тиску в балоні при витіканні газу через з'єднувальний трубопровід різного діаметра

Рівень зміни температури стінок ємності під час заповнення і спорожнення може створювати обмеження щодо використання конструкцій різних типів або вносити корективи щодо швидкостей реалізації процесів завантаження та розвантаження транспортних засобів, з міркувань забезпечення працездатності обладнання.

3.2 Дослідження процесів заповнення ємностей з використанням імітаційного моделювання

Як зазначалось в розділі 2, найскладнішим є завантаження транспортного судна з джерела постачання та вантажної системи

технологічного судна одночасно (рис. 3.9). При цьому слід виділити такі етапи процесу: завантаження транспортного судна за рахунок тиску газу джерела постачання; завантаження транспортного судна за рахунок тиску газу вантажної системи технологічного судна; завантаження транспортного судна газом вантажної системи технологічного судна з використанням компресорів; завантаження транспортного судна газом джерела постачання з використанням компресорів.



Рисунок 3.9 – Схема реалізації процесу завантаження транспортного судна

Одним із шляхів детального вивчення особливостей процесів заповнення ємностей є проведення комплексу експериментальних досліджень. Однак, зважаючи на складність проведення такого роду досліджень, доцільним є використання з цією метою імітаційного моделювання. Для підтвердження достовірності результатів такого моделювання необхідною умовою є проведення хоча б одиничного експерименту.

Таким чином, для оцінки можливого впливу зміни температури газу на роботу обладнання для транспортування стиснутого природного газу потрібно провести теоретичні дослідження за умов дії ряду експлуатаційних чинників, а також здійснити експериментальну перевірку отриманих результатів у промислових умовах.

Для розглянутого нами варіанту завантаження транспортних суден одночасно із джерела постачання газу і вантажної системи технологічного

судна розширення газу і падіння його температури можливе для перших двох випадків. Другий випадок, а саме завантаження транспортного судна за рахунок тиску газу вантажної системи технологічного судна, є точним відтворенням процесу перепускання газу із ємності в ємність, що реалізується на будь-якій автогазонаповнювальній компресорній станції (АГНКС) під час заповнення балонів автотранспортних засобів.

Таким чином, детальне експериментальне вивчення особливостей цього процесу та порівняння отриманих результатів із результатами відповідного імітаційного моделювання у випадку їх ідентичності створить можливість дослідження процесів заповнення для різних варіантів конструкцій вантажних систем і режимів шляхом згаданого вже імітаційного моделювання.

Для імітаційного моделювання заповнення балонів автотранспортних засобів на АГНКС використане спеціалізоване програмне забезпечення. Відповідно до застосованої методики балони різних розмірів розглядаються як ділянки газопроводів з відповідними параметрами.

За умов стаціонарності процесів система рівнянь законів збереження маси, імпульсу та енергії у загальному випадку має вигляд [85]:

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot v) = 0 \\ \frac{\partial}{\partial x}(P) = -\frac{\lambda \cdot v \cdot |v|}{2 \cdot d} \cdot \rho - g \cdot \rho \cdot \sin \alpha \\ \frac{\partial}{\partial x}(h) = -\frac{4}{\rho \cdot v \cdot d} \cdot K_{cp} (T - T_0) - g \cdot \sin \alpha \end{cases} \quad (3.12)$$

де ρ – густина природного газу, кг/м³;

v – швидкість газу у точці газопроводу, що розглядається, м/с;

P – абсолютний тиск природного газу у заданій точці газопроводу,
Па;

λ – коефіцієнт гідравлічного опору ділянки газопроводу,
безрозмірна величина;

α – кут між твірною труби і горизонталлю, радіан;

K_{cp} – середній на ділянці коефіцієнт загальної теплопередачі від
газу до навколишнього середовища, Вт/м²·К;

T – температура природного газу у заданій точці газопроводу, К;

T_0 – температура газу на початку ділянки газопроводу, К;

d – внутрішній діаметр труби, м;

h – молярна ентальпія газу, Дж/моль.

Однак, для вирішення поставлених задач слід враховувати наявність нестационарних процесів. За умов нестационарності процесів застосовувалося системи рівнянь нерозривності, руху та енергії у такому вигляді [86, 87]:

$$\begin{cases} \frac{\partial G}{\partial x} + F \cdot \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \\ \frac{1}{F} \cdot \frac{\partial G}{\partial t} - 2 \cdot v \cdot \frac{\partial \rho}{\partial t} + v^2 \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\partial P}{\partial t} + g\rho \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\lambda v |v|}{2d} \rho = 0 \\ F\rho C_p^{num} \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v \frac{\partial T}{\partial x} \right) - F \left(1 + \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \right) \frac{\partial P}{\partial t} - Fv \frac{T}{Z} \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \frac{\partial P}{\partial x} + Fvg\rho \frac{\partial H}{\partial x} + Q_e = 0 \end{cases} \quad (3.13)$$

де G – масова витрата газу у точці газопроводу, що розглядається, кг/с;

F – площа внутрішнього поперечного перерізу труби, м²;

H – висота точки газопроводу, що розглядається, над рівнем моря,
м;

Z – коефіцієнт стисливості природного газу, безрозмірна величина;

Q_e – потік тепла від газу через внутрішню поверхню за одиницю
часу на одиницю довжини;

C_p^{num} – питома ізобарна теплоємність газу, Дж/кг·К.

Для моделювання властивостей реального газу використовувалося рівняння Соаве–Редліха–Квонга [17, 18].

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a(T)}{V(V+b)}, \quad (3.14)$$

де P – абсолютний тиск, Па;

T – абсолютна температура, К;

V – молярний об'єм, м³/моль;

R – універсальна газова стала; $R = 8,31441 \frac{\text{Дж}}{\text{моль} \cdot \text{К}}$;

a, b – коефіцієнти рівняння стану, що залежать від властивостей речовини.

Коефіцієнти рівняння стану a та b для окремого компонента газу залежать від критичного тиску, температури компонента та фактора ацентричності молекули речовини, а саме:

$$a(T) = a_{кр} \cdot \alpha(T), \quad (3.15)$$

$$a_{кр} = \Omega_a \cdot \frac{R^2 \cdot T_{кр}^{2,5}}{P_{кр}}, \quad (3.16)$$

$$b = \Omega_b \cdot \frac{R \cdot T_{кр}}{P_{кр}}, \quad (3.17)$$

$$\alpha(T) = \left(1 + m \left(1 - \left(\frac{T}{T_{кр}} \right)^{0,5} \right) \right)^2, \quad (3.18)$$

$$m = 0,480 + 1,574 \cdot \omega - 0,176 \cdot \omega^2, \quad (3.19)$$

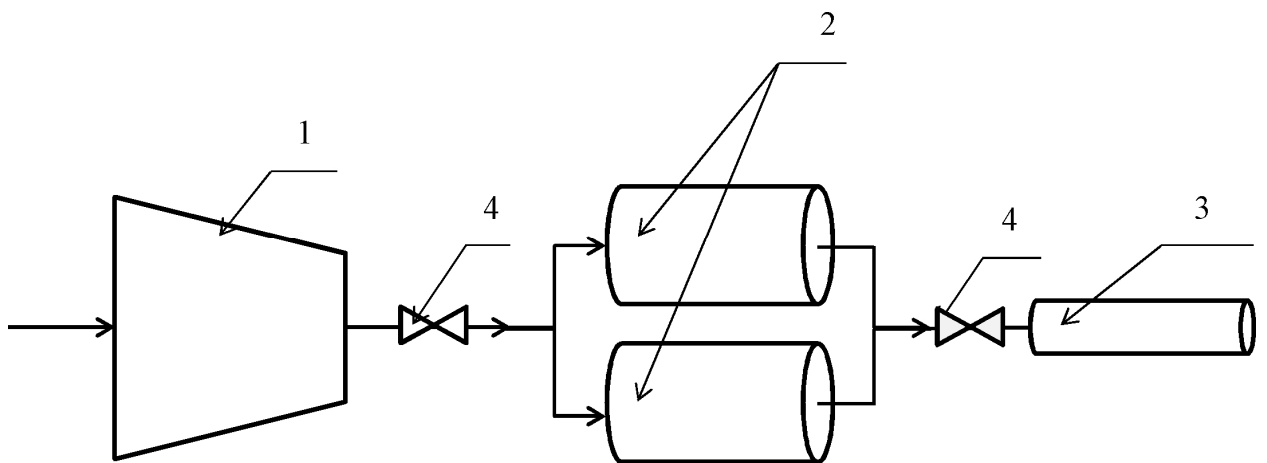
де Ω_a та Ω_b – коефіцієнти, що становлять 0,42748 та 0,08664 відповідно [86];

$T_{кр}$ – критична температура компонента газу, К;

$P_{кр}$ – критичний тиск компонента газу, Па;

ω – фактор ацентричності речовини.

Щоб точно відтворити особливості технологічного процесу заповнення автомобільних балонів на АГНКС поділимо його на два етапи. Перший етап полягає у заповненні акумуляторів газу геометричним об'ємом 9 м^3 кожен до абсолютного тиску у 21-22 МПа із визначенням параметрів газу в акумуляторах. Другим етапом є заповнення автомобільного балона із певним початковим тиском шляхом перепускання газу з акумуляторів. Метою імітаційного моделювання є визначення тривалості заповнення, температури і тиску в процесі перепускання та динаміки зміни цих параметрів. Розрахункова схема процесу заповнення наведена на рисунку 3.10.



1 – поршневий компресор; 2 – акумулятори газу; 3 – автомобільний балон;

4 – запірні пристрої

Рисунок 3.10 – Розрахункова схема процесу заповнення балона на АГНКС

Граничні умови розрахунку:

- максимальний тиск у акумуляторі 21 МПа;
- максимальний тиск в балоні 20,5 МПа;
- температура навколишнього середовища 10 °С;
- геометричний об'єм балона 90 л (довжина 1 м, внутрішній діаметр 340 мм).

На рисунку 3.11 – 3.13 наведено результати моделювання процесу заповнення балона для вказаних вище умов.

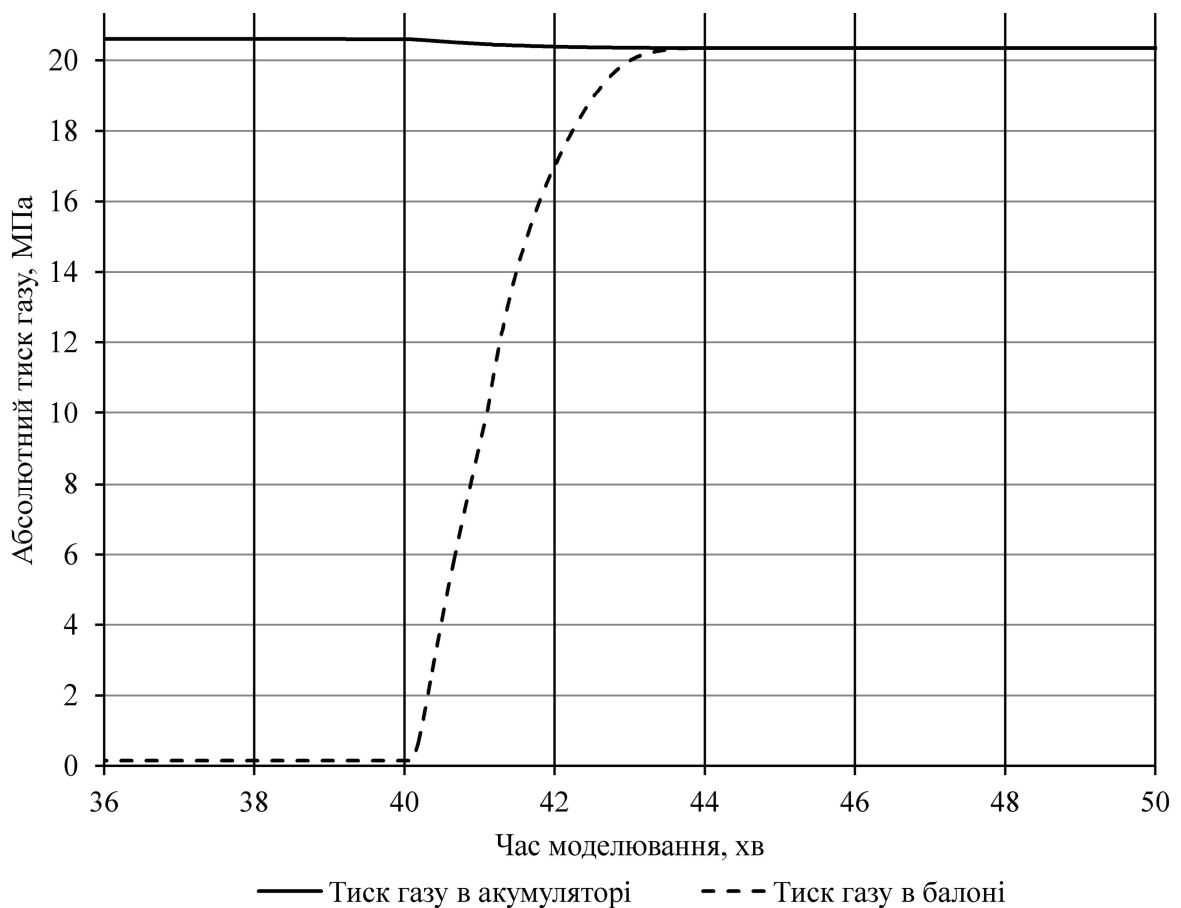


Рисунок 3.11 – Зміна тиску в акумуляторі та балоні в процесі його заповнення

За результатами моделювання можна зробити висновок про те, що вплив ефекту Джоуля-Томсона відчутний лише у першій третині балона, однак із збільшенням віддалі від точки під'єднання цей ефект повністю

компенсується нагріванням природного газу за рахунок ефекту розігріву балонів. Згідно з вказаними умовами моделювання, під час заповнення природним газом автомобільного балона об'ємом 90 л із початкового тиску 0,15 МПа до кінцевого тиску у 20,5 МПа температура зовнішньої стінки досягає 33°C.

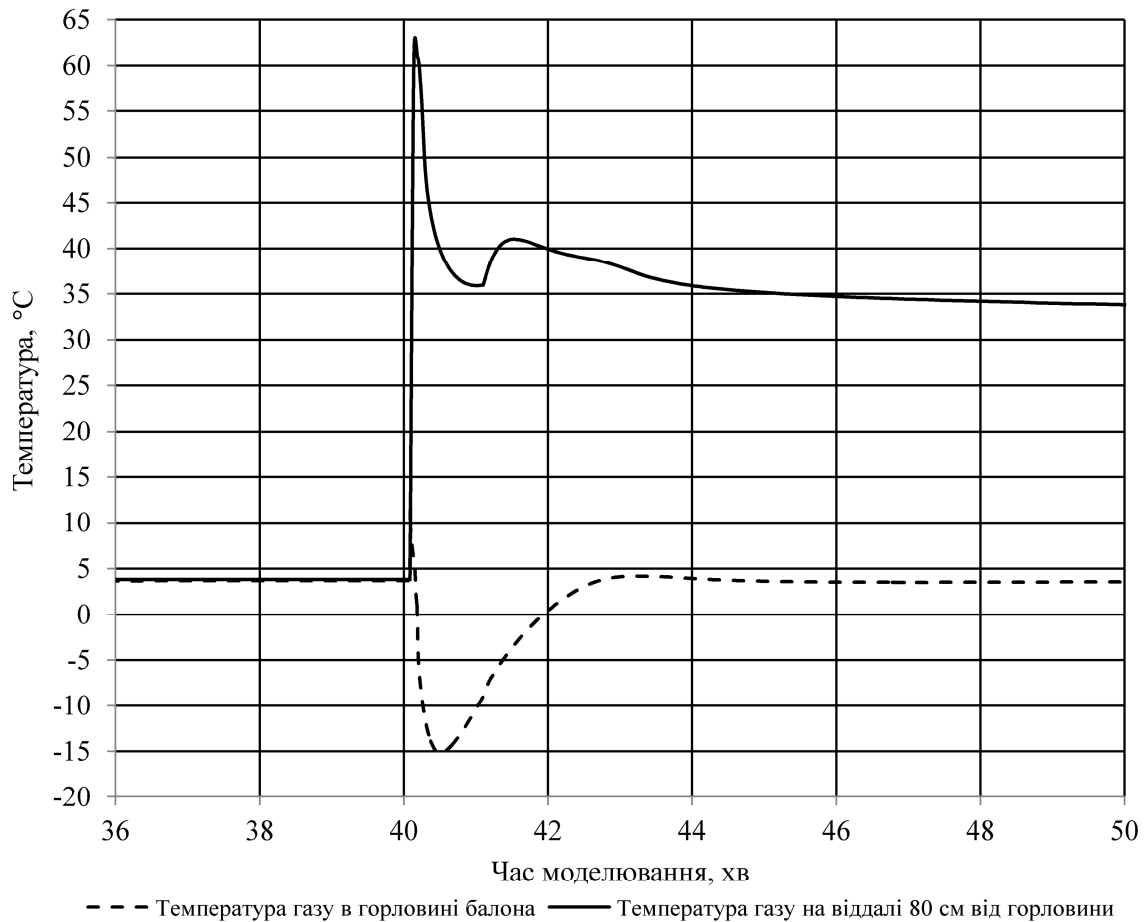


Рисунок 3.12 – Зміна температури газу в процесі заповнення балона

Для підтвердження результатів імітаційного моделювання проведено експериментальне дослідження процесу заповнення балона. Контролю підлягав такий параметр, як температура стінки балона (рис. 3.14, а – в).

Як видно з рисунків 3.13, 3.14, результати імітаційного моделювання та експериментальних досліджень добре корелюються.

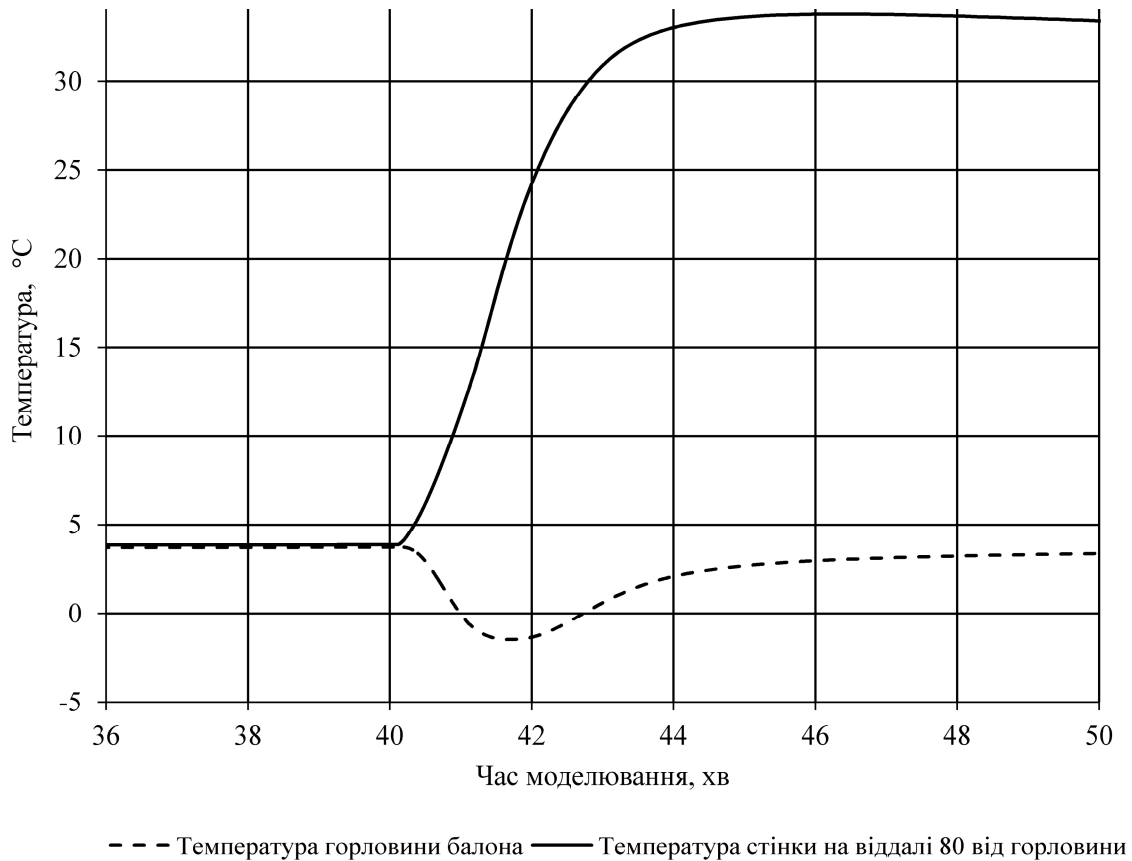
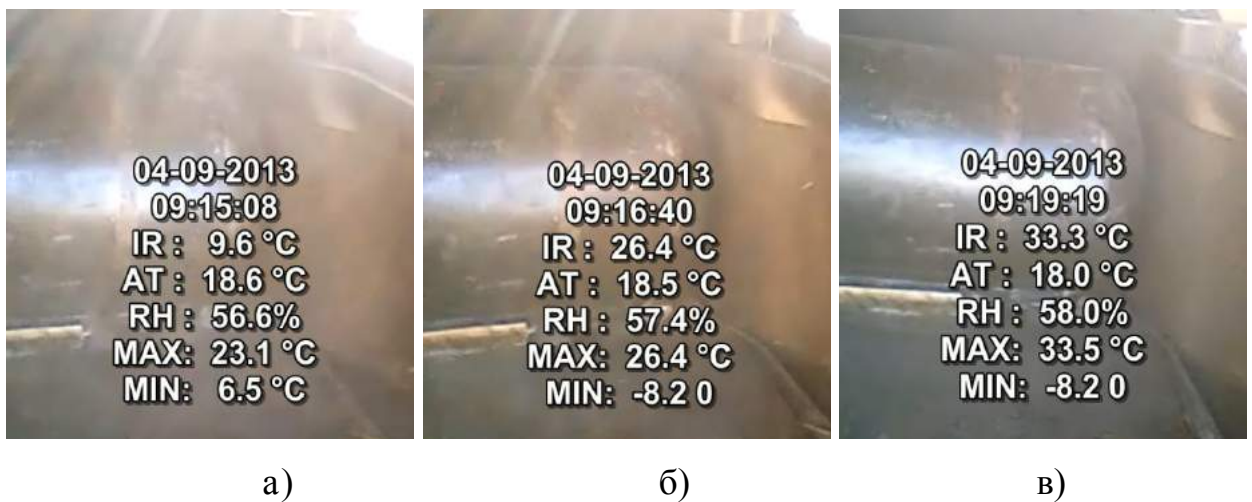


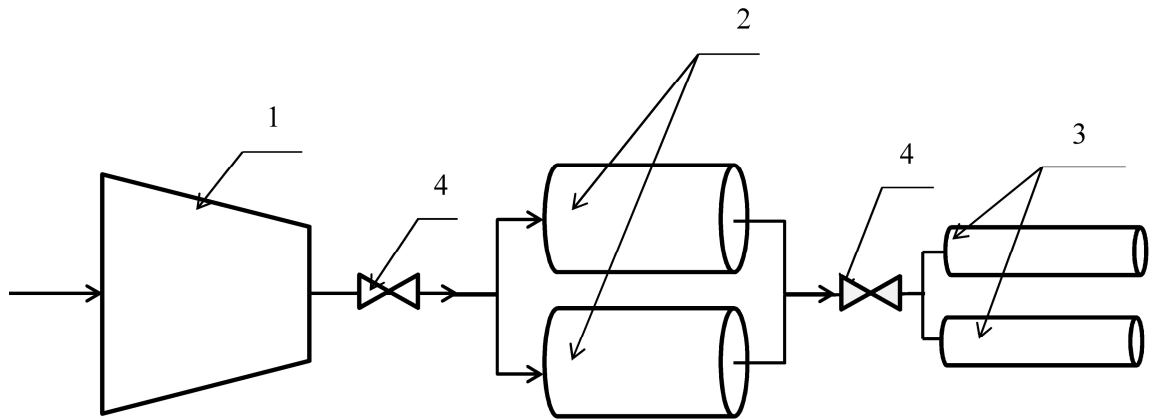
Рисунок 3.13 – Зміна температури стінки балона в процесі його заповнення



а) – в початковий момент; б) – на другій хвилині; в) – на четвертій хвилині
Рисунок 3.14 – Результати експериментальних досліджень зміни температури стінки балона на відстані 80 см від горловини в процесі його заповнення

Для підтвердження результатів імітаційного моделювання і за інших початкових умов проведено дослідження процесу заповнення двох

автомобільних балонів за температури навколишнього середовища -4°C . Розрахункова схема процесу заповнення двох автомобільних балонів наведена на рисунку 3.15, а результати імітаційного моделювання – на рисунках 3.16 – 3.18.



1 – поршневий компресор; 2 – акумулятори газу; 3 – автомобільні балони;
4 – запірні пристрої

Рисунок 3.15 – Розрахункова схема процесу заповнення балонів на АГНКС

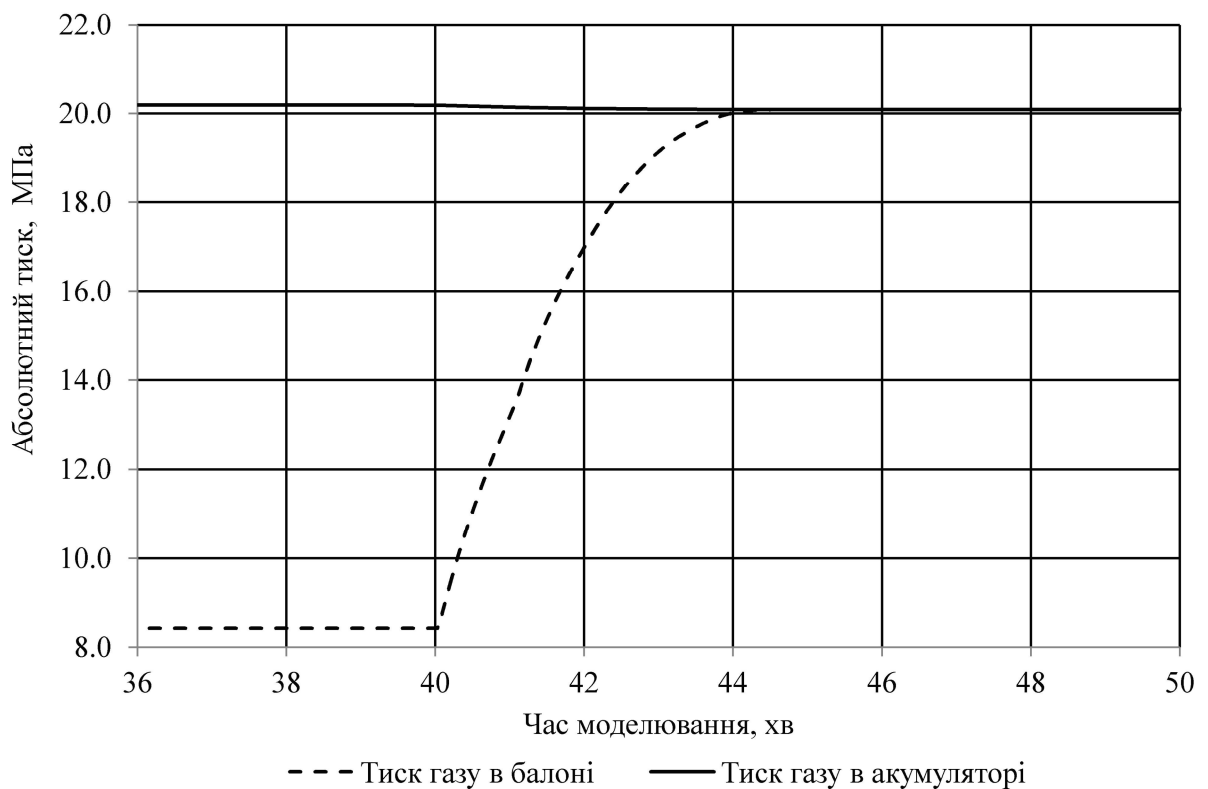


Рисунок 3.16 – Зміна тиску в акумуляторі і балонах в процесі їх заповнення

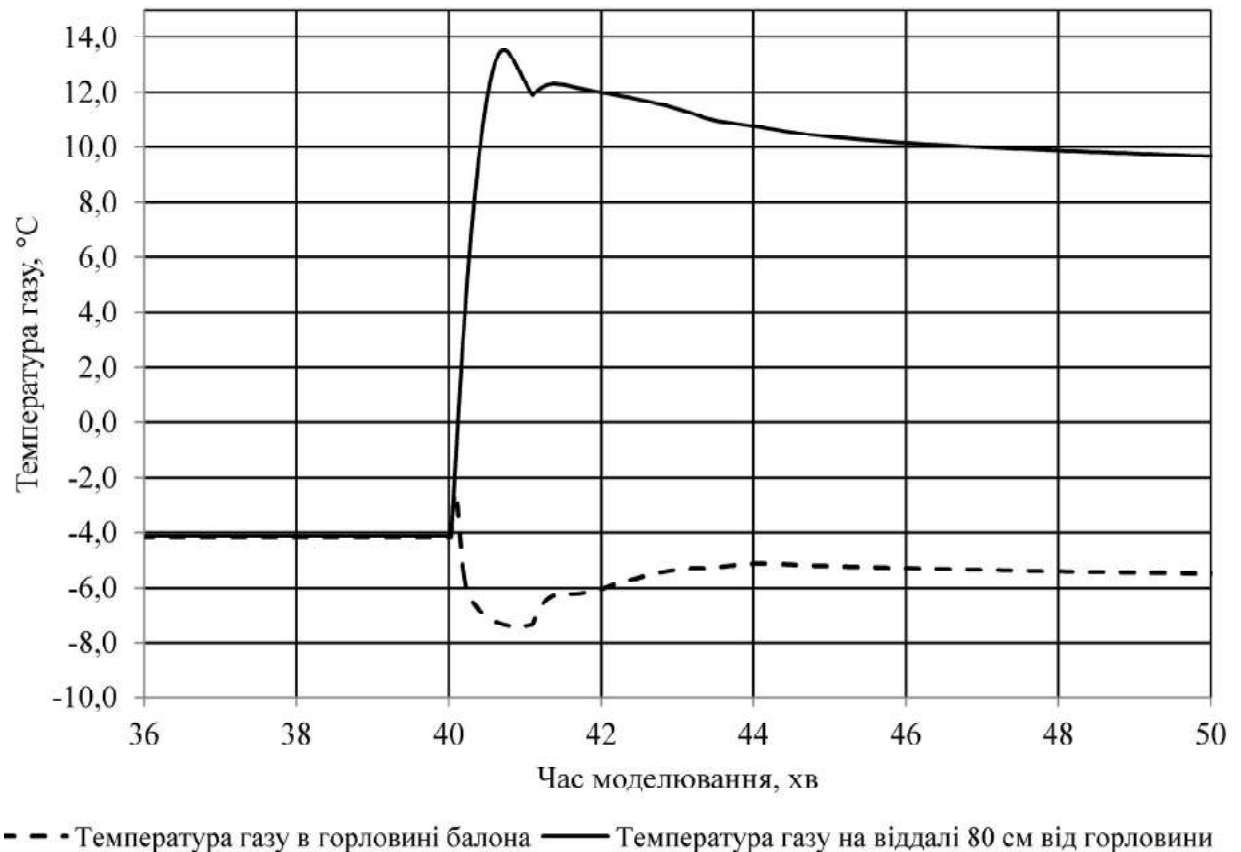
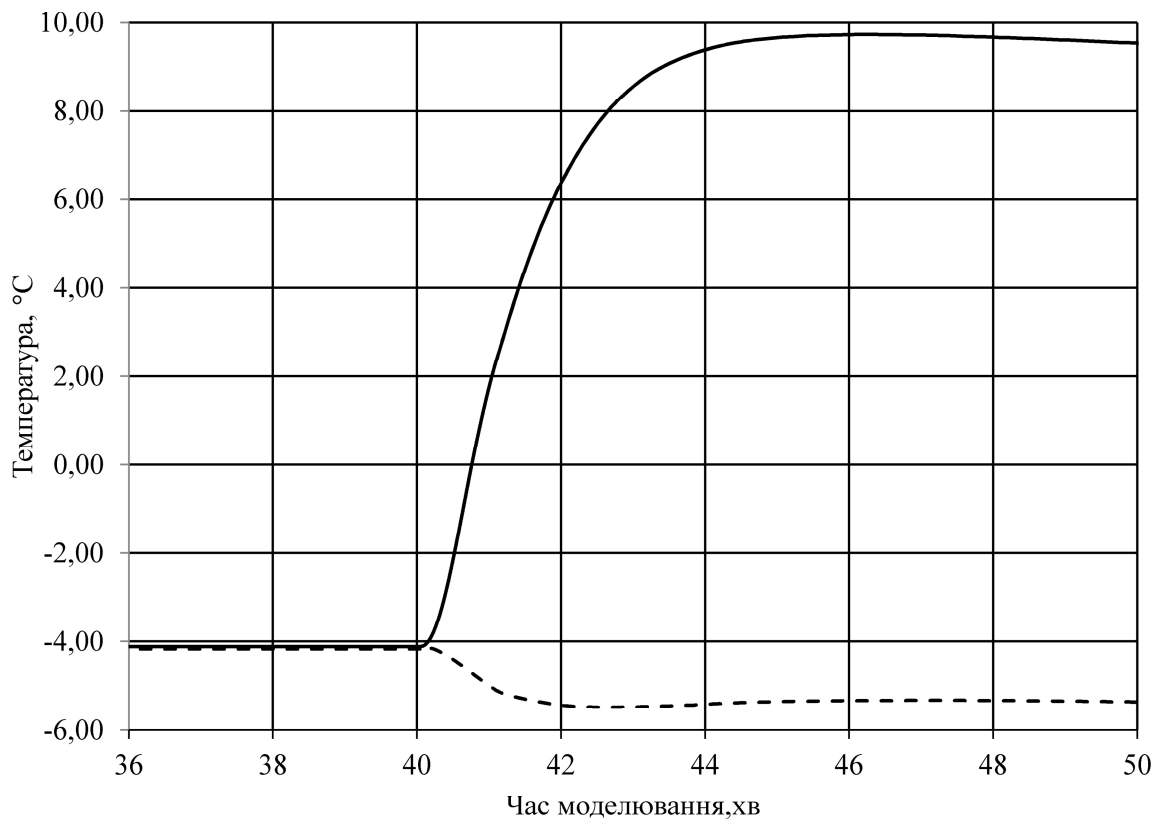


Рисунок 3.17 – Зміна температури газу в процесі заповнення

Слід зауважити, що для другого дослідження, окрім відмінності температури навколишнього середовища та кількості балонів, значно більшим був початковий тиск в балонах, який становив 8,45 МПа. Саме цим і пояснюється наявність меншого розмаху температури газу в балоні (рис. 3.17) і, як наслідок, зменшення рівня розігріву його стінки (рис. 3.18).

Як і в першому досліді, результати імітаційного моделювання засвідчують зниження температури газу внаслідок різкого його розширення. Нетривале зниження температури, що спостерігається в початковий момент часу, підтверджується обмерзанням запірної арматури. Загалом зниження температури газу не призводить до охолодження балона (рис. 3.19, а), а при подальшому наповненні до максимального тиску 20 МПа температура стінок підвищується (рис. 3.19, б, в).



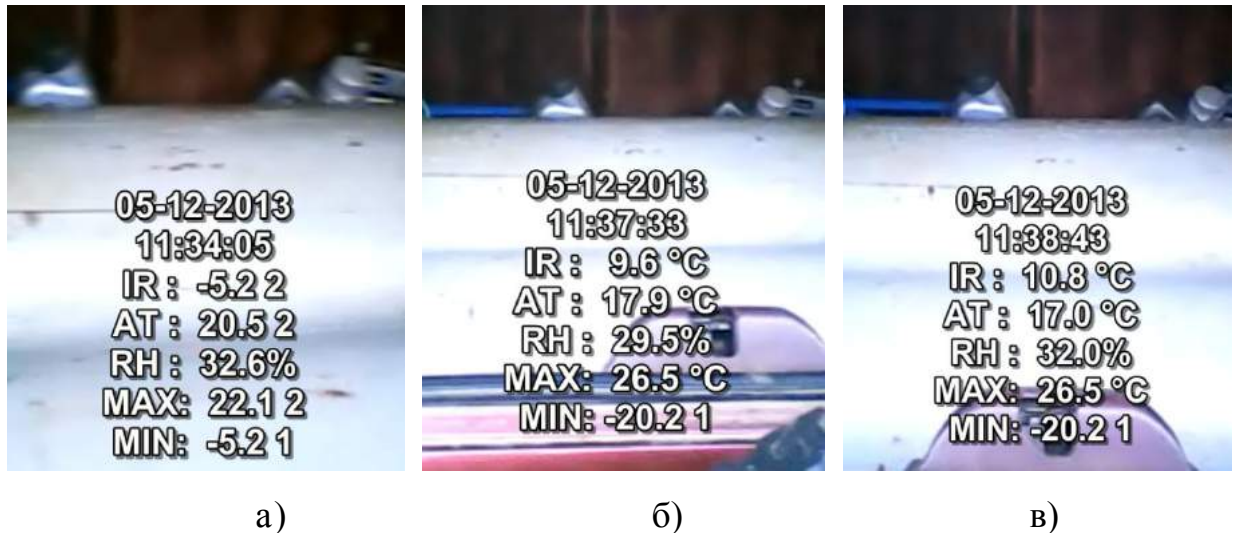
--- Температура горловини балона — Температура стінки на віддалі 80 см від горловини

Рисунок 3.18 – Зміна температури стінки балона в процесі його заповнення

Загалом рівень підвищення температури залежить від початкового тиску і становить близько 30°C при початковому тиску $0,15\text{ МПа}$ та 14°C – при тиску $8,45\text{ МПа}$.

Таким чином, за результатами теоретичних досліджень процесу заповнення ємностей встановлено, що внаслідок різкого розширення в початковий момент заповнення балона температура газу короткочасно знижується, що, однак, не призводить до суттєвого зниження температури стінок балона.

При подальшому заповненні ємностей температура газу і, відповідно, їх стінок зростає. Рівень зростання визначається, в основному, значенням початкового тиску в ємності.



а) – в початковий момент, б) – на третій хвилині; (в) – на четвертій хвилині
 Рисунок 3.19 – Результати експериментальних досліджень зміни температури стінки посередині поверхні балона в процесі його заповнення

Результатами імітаційного моделювання за різних початкових умов з високою точністю підтвержені результатами експерименту. Цим засвідчено можливість використання імітаційного моделювання для оцінки впливу зміни температури газу на роботу обладнання при транспортуванні стисненого природного газу.

3.3 Дослідження процесів розвантаження транспортних засобів, обладнаних спеціальними модулями

Згідно із пропозиціями розробників проектів та окремих патентів при розвантаженні газ під високим тиском подається на декомпресійне обладнання, де відбувається його зниження до рівня, необхідного для приймального трубопроводу. При цьому можливими є різні варіанти використання енергії декомпресії газу високого тиску: для вироблення електроенергії; приведення в дію кріогенної установки виробництва

скрапленого газу, який може зберігатися і піддаватися регазифікації за необхідності підтримання процесу газопостачання.

У певний момент при розвантажуванні газу його тиск в транспортному засобі може бути недостатнім для реалізації процесу з необхідною швидкістю. У цей час газ подають на компресійне обладнання розвантажувального терміналу, де його дотискають до тиску, необхідного для приймального трубопроводу. Якщо описаний вище процес здійснюють одразу з невеликими групами відсіків, відбувається “почергове спорожнення”, яке, як і при заповненні, більшу частину часу забезпечує для компресора розрахунковий протитиск. Отже, компресор працює з максимальною ефективністю.

Як вже зазначалось в підрозділі 3.1, процеси завантаження та розвантаження морських транспортних засобів можуть протікати у критичному і докритичному режимах. Процес розвантаження як при критичному, так і докритичному режимах супроводжується зменшенням тиску в ємностях вантажної системи і відповідно маси газу, що витікає з них. Найбільшою швидкістю процес розвантаження окремої вантажної системи характеризується за умов відсутності докритичних режимів витікання газу.

В ході проведених досліджень, і зокрема висвітлених у попередніх підрозділах, отримані результати, що можуть бути використані при проектуванні вантажних систем морських транспортних засобів для транспортування стиснутого природного газу. Також вони можуть слугувати за основу при комплектуванні окремих блоків за умов використання пропонувананих виробниками CNG модулів [56, 78, 79]. Однак додаткової уваги потребують дослідження процесів розвантаження транспортних засобів, зокрема зміни температури газу всередині ємностей вантажної системи за різних швидкостей та схем реалізації.

Для реалізації будь-якого окремого проекту необхідною є наявність достатньої кількості транспортних засобів, які мають відповідну місткість і

швидкість руху. При цьому передбачається наявність в пункті розвантаження, за винятком непередбачених обставин, пришвартованого і розвантажувального суден. При організованій в такий спосіб роботі суднова система для транспортування стиснутого природного газу забезпечує такий же рівень постачання, як і магістральний газопровід. У іншому варіанті проекту суднові трубопроводи і компресорна станція можуть бути розраховані таким чином, що газ із суден розвантажують за відносно короткий час (наприклад, 2-8 годин) у порівнянні зі звичайним часом розвантаження. Цей варіант розвантаження забезпечує можливість термінового постачання палива з метою зниження пікового попиту.

Як для першого, так і для другого варіанту розвантаження відбувається шляхом “почергового спорожнення”. Однак, при швидкому розвантаженні почергове підключення окремих ємностей (чи їх блоків) може призвести до суттєвого зниження температури газу, а, отже, і вантажних ємностей та з’єднувальних трубопроводів. Оскільки будь-який із варіантів виконання вантажних ємностей (CNG-1, CNG-2, CNG-3, CNG-4) передбачає наявність певних обмежень щодо мінімальних робочих температур, то дослідження зміни температури газу всередині ємностей вантажних систем за різних швидкостей та схем реалізації процесу є необхідними і такими, що сприятимуть забезпеченню їх працездатності.

Тому метою на даному етапі є дослідження зміни тиску і температури газу всередині ємностей вантажних систем за різних швидкостей та схем реалізації процесу розвантаження морських транспортних засобів.

Як вже зазначалось у підрозділі 3.1, виробниками пропонуються модулі для транспортування стиснутого природного газу, які виконуються за розмірами стандартного морського контейнера. Спільною особливістю модулів для транспортування стиснутого природного газу є те, що балони з’єднуються сталевими трубопроводами малого діаметра з колектором, який обладнаний запірними і вимірювальними пристроями (рис. 3.20).

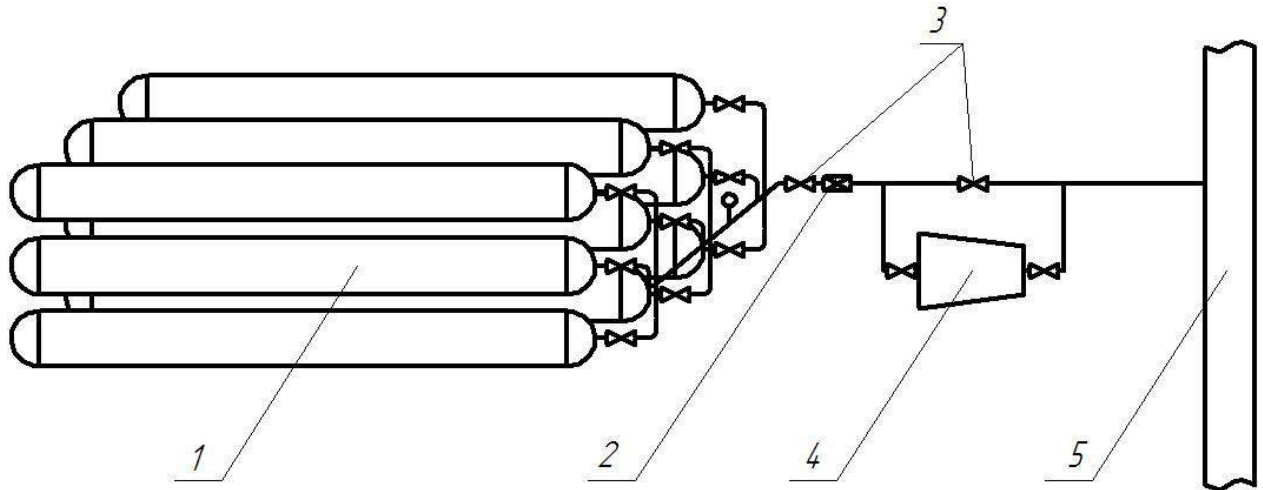
За умов монтажу зазначених модулів на морських транспортних засобах, зокрема баржах, постає необхідність в їх об'єднанні в спеціальні групи або відсіки. Кожна група модулів (за необхідності і кожен модуль) обов'язково повинні бути обладнані не тільки запірними, а й регулюючими пристроями. Саме з їх допомогою забезпечується реалізація необхідного режиму розвантаження транспортного засобу.



Рисунок 3.20 – Модуль для транспортування стиснутого природного газу, укомплектований балонами типу CNG-2

Для встановлення закономірностей зміни тиску і температури газу всередині ємностей вантажних систем при розвантаженні морських транспортних засобів дослідження проведені шляхом імітаційного моделювання. Для цього використане спеціалізоване програмне забезпечення і методика, можливість використання якої підтверджена в попередньому

підрозділі роботи. З метою спрощення процесу моделювання проведені дослідження стосуються одного модуля, що обладнаний регулюючим пристроєм і з'єднаний з ділянкою трубопроводу, в який здійснюється розвантаження газу (рис. 3.21).



1 – модуль для транспортування стиснутого природного газу;
 2 – регулюючий пристрій; 3 – запірні пристрої; 4 – обладнання для стиснення газу; 5 – магістральний трубопровід

Рисунок 3.21 – Схема, що реалізується в процесі моделювання

Як зазначалось вище, процес розвантаження є таким, що супроводжується постійним зниженням тиску, тож забезпечити його стаціонарність майже неможливо. При розвантаженні газу в трубопровід з робочим тиском 5 МПа на початковому етапі (а саме, до моменту зниження тиску в балонах до близько 10 МПа) спостерігається критичне витікання газу. В подальшому спостерігається витікання газу в докритичному режимі і, відповідно, витрата газу знижується більш інтенсивно. В певний момент часу витрата газу наближається до нуля, що зумовлюється вирівнюванням тиску в балонах модуля і трубопроводі. Продовження процесу розвантаження газу забезпечується шляхом введення в дію на ділянці з'єднувального

трубопроводу обладнання для стиснення газу (рис. 3.21). Момент введення його в дію визначається мінімально допустимим рівнем зниження витрати газу та характеристикою наявного обладнання для стиснення. Тому на першому етапі моделювання розглянуто процес витікання газу в трубопровід до моменту вирівнювання тисків за різних значень діаметрів прохідних перерізів регулюючих пристроїв (5, 10, 20, 30, 50 мм). Досліджуваними параметрами при цьому були тиск та температура газу. Отримані в процесі моделювання результати зміни тиску газу наведені на рисунку 3.22.

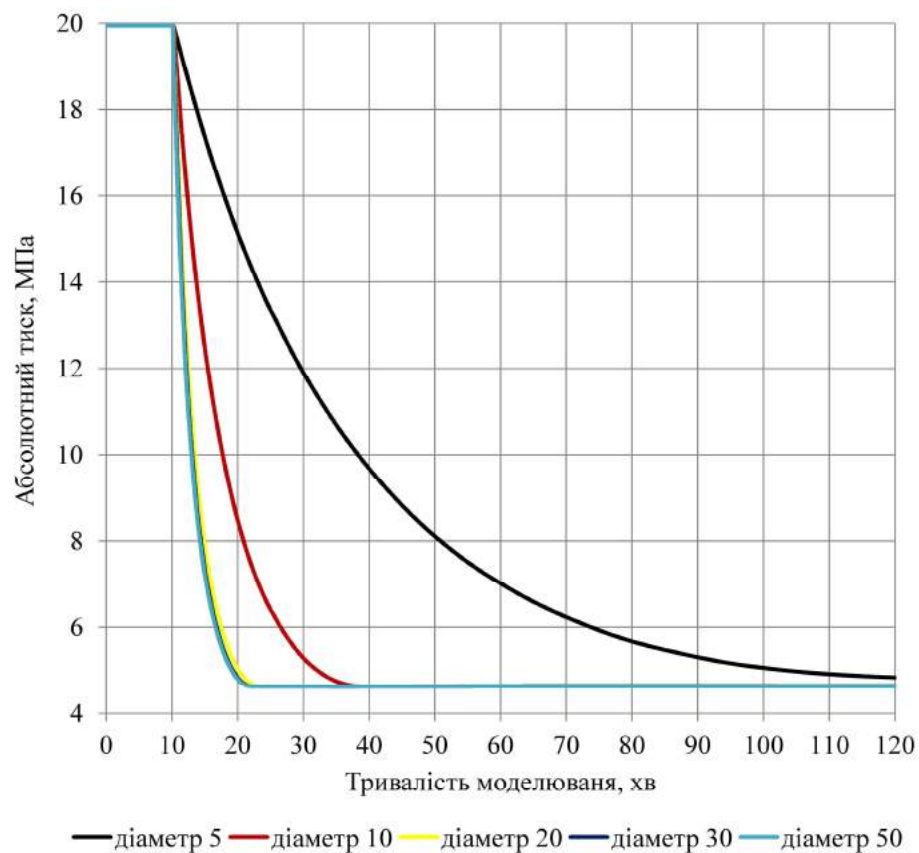
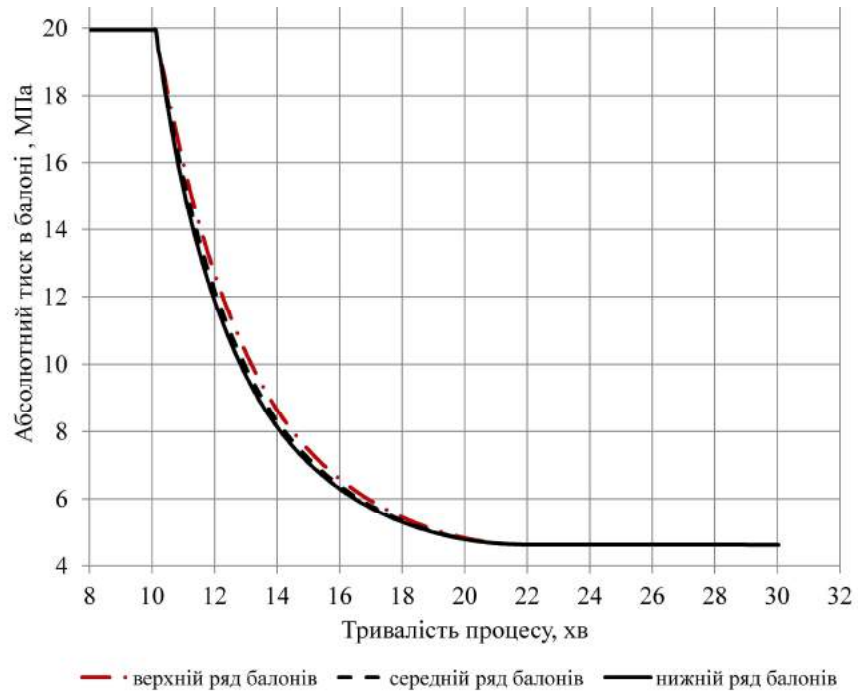


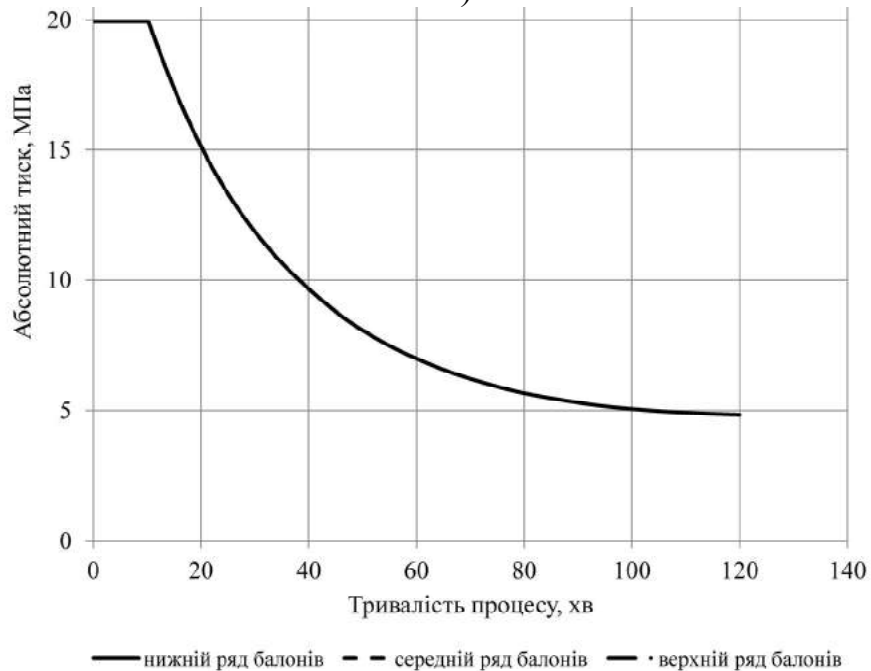
Рисунок 3.22 – Зміна тиску газу в балонах для різних діаметрів регулюючих пристроїв

На графіку зміни тиску наведено результати для центрального балона модуля (середній ряд середній балон). З метою підтвердження допустимості

такого усереднення нами проведено аналіз щодо ідентичності процесів у різних балонах модуля (рис. 3.23).



а)



б)

а) – діаметр регулюючого пристрою 50 мм; б) – діаметр регулюючого пристрою 5 мм

Рисунок 3.23 – Зміна тиску газу в балонах різних шарів

Встановлено, що незначна відмінність між процесами присутня тільки при великих швидкостях витікання газу (діаметр регулюючого пристрою 50 мм, рис. 3.23, а). Зі зменшенням швидкості витікання газу (діаметр регулюючого пристрою 5 мм, рис. 3.23, б) в різних балонах модуля процеси є ідентичними.

Найбільш важливим контрольним параметром, з міркувань безпеки процесу розвантаження, є температура газу в балоні, яка разом із температурою навколишнього середовища визначає можливий діапазон робочих температур ємностей високого тиску (балонів).

Результати дослідження зміни температури в процесі розвантаження модуля для різних значень діаметрів регулюючих пристроїв наведені на рисунку 3.24.

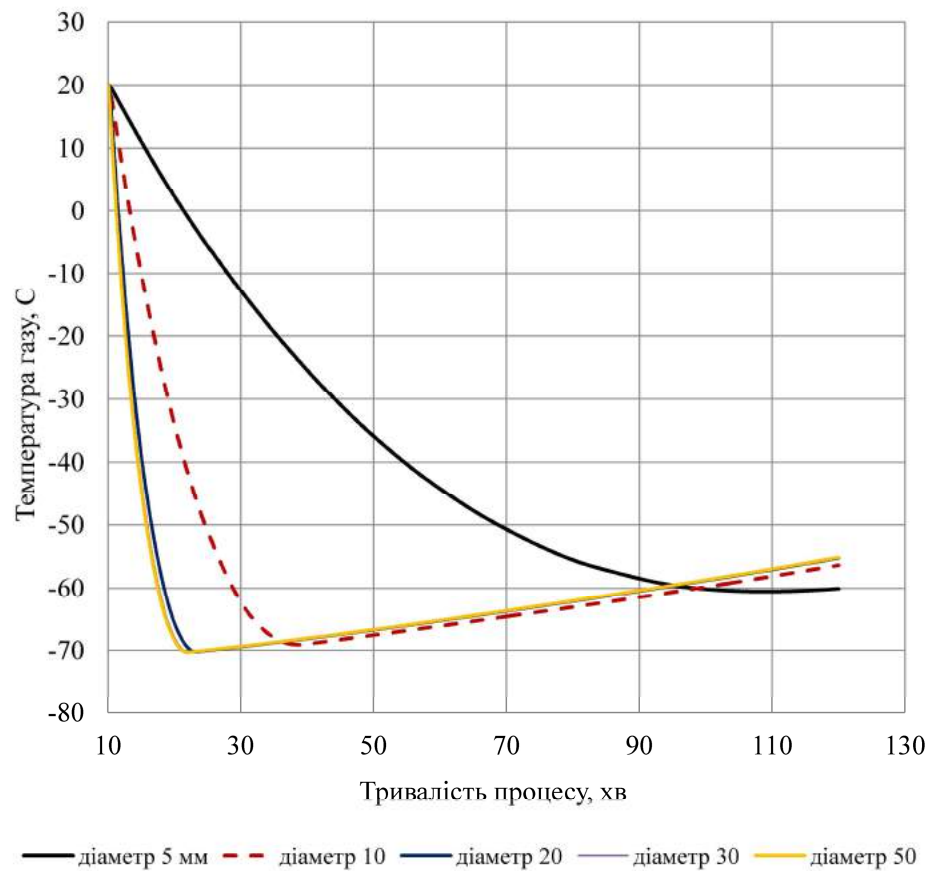


Рисунок 3.24 – Зміна температури газу в балонах за різних діаметрів регулюючих пристроїв

Як бачимо, характер і рівень зниження температури при більших значеннях діаметрів регулюючих пристроїв (20, 30, 50 мм) є майже однаковим. При мінімальному діаметрі (5 мм) градієнт та рівень зниження є меншим завдяки теплообміну між балонами і навколишнім середовищем, однак, він істотно залежить від погодних умов, вплив яких на даному етапі досліджень не врахований.

Аналізуючи результати досліджень, також слід зауважити, що при великих діаметрах регулюючих пристроїв процес витікання обумовлюється параметрами з'єднувальних трубопроводів у модулі. При цьому спостерігається падіння температури газу на 90°C за час близько 10 хв.

Для оцінки впливу початкових параметрів газу на рівень зниження температури дослідження її зміни проведені для випадку початкового значення 20°C та -10°C (рис. 3.25). В результаті отримано аналогічний характер змін з дещо меншим загальним рівнем зниження температури газу.

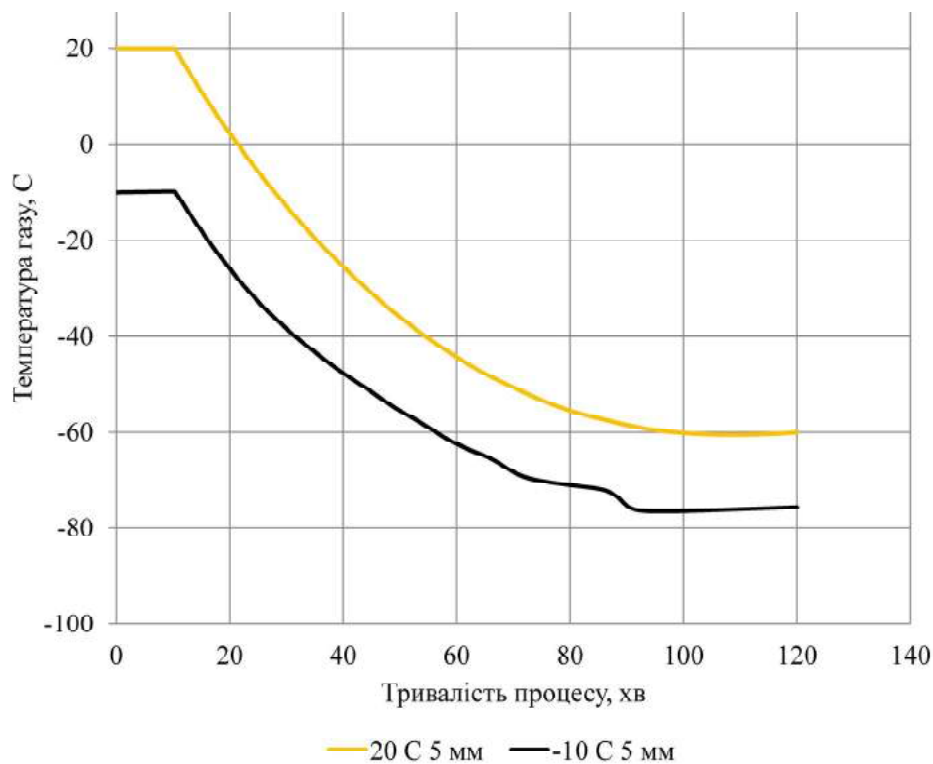


Рисунок 3.25 – Зміна температури газу в балонах за різних початкових температур і діаметра регулюючого пристрою 5 мм

Таким чином, на першому етапі проведено дослідження зміни параметрів стану газу впродовж часу зниження тиску в модулях до тиску в магістральному трубопроводі, в який скидається газ, що дає підстави зробити певні висновки.

При необхідності розвантаження суден, обладнаних модулями для транспортування стиснутого природного газу, які виконуються за розмірами стандартного морського контейнера, впродовж менше двох годин з дотриманням принципу “почергового спорожнення”, зниження температури газу може сягати 90°C.

При від’ємних значеннях температури газу в початковий момент процесу розвантаження характер термодинамічних процесів є таким, що вже на етапі, який реалізується без використання обладнання для його стиснення, призводить до зниження робочої температури за межі значень, допустимих для всіх типів балонів.

Висновки до розділу 3

1. Аналіз особливостей процесів завантаження та розвантаження морських транспортних засобів показав, що вони можуть протікати у критичному і докритичному режимах. Процес розвантаження як при критичному, так і докритичному режимах супроводжується постійним зменшенням тиску в ємностях вантажної системи і, відповідно, кількості газу, що витікає з них.

2. Встановлено, що при визначенні діаметрів з'єднувальних колекторів, за яких забезпечуються необхідні швидкості процесів завантаження, визначальними є параметри джерела газу. Підібрані з їх врахуванням колектори на кінцевому етапі забезпечують реалізацію процесів завантаження у докритичному режимі за умов мінімального (до 5%) перевищення тиску компресора над тиском заповнення ємності.

3. За результатами теоретичних та експериментальних досліджень процесу заповнення ємностей встановлено, що зниження температури газу внаслідок різкого його розширення є нетривалим, спостерігається на початку процесу і супроводжується обмерзанням запірної арматури. Загальний вплив зниження температури газу незначний і не призводить до зниження температури стінки балона. При подальшому заповненні ємностей температура газу і, відповідно, їх стінок зростає і залежить від початкового тиску в ємності.

4. В ході дослідження процесів розвантаження суден, обладнаних модулями для транспортування стиснутого природного газу, які виконуються за розмірами стандартного морського контейнера, встановлено, що за необхідності їх термінового розвантаження (впродовж менше двох годин) з дотриманням принципу “почергового спорожнення” температура газу може знижуватися на 90°C .

При значеннях температури газу нижче 0°C в початковий момент процесу розвантаження характер термодинамічних процесів є таким, що вже на етапі, який реалізується без використання обладнання для його стиснення, призводить до зниження робочої температури за межі значень, допустимих для всіх типів балонів.

РОЗДІЛ 4

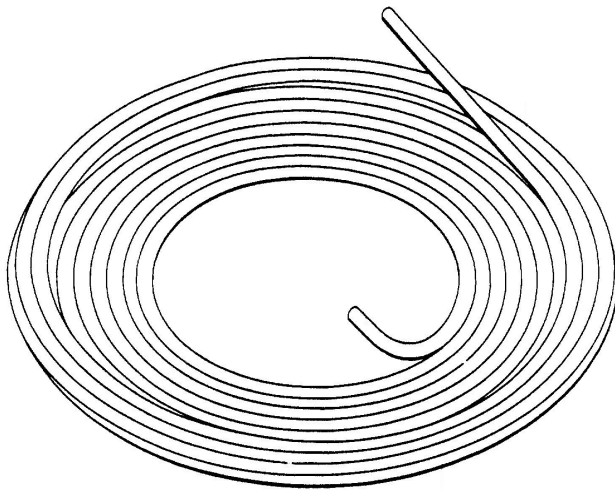
ОБГРУНТУВАННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ ВИКОРИСТАННЯ ВАНТАЖНИХ ЄМНОСТЕЙ У ВИГЛЯДІ РУХОМОГО ТРУБОПРОВОДУ

На певному етапі розроблення технології CNG виникла ідея створення такої системи зберігання стиснутого газу, в якій можна було б помістити більшу його кількість, спростивши при цьому складну систему з'єднувальних трубопроводів і клапанів. Компанія Sea NG Management Corporation – перша компанія, що застосувала концепцію трубопроводів для транспортування стиснутого природного газу морем – запропонувала проект під назвою Coselle, що полягав у використанні довгих відрізків безперервної труби для зберігання газу. Це сприяло спрощенню конструкції загалом та значно здешевило вартість вантажної системи.

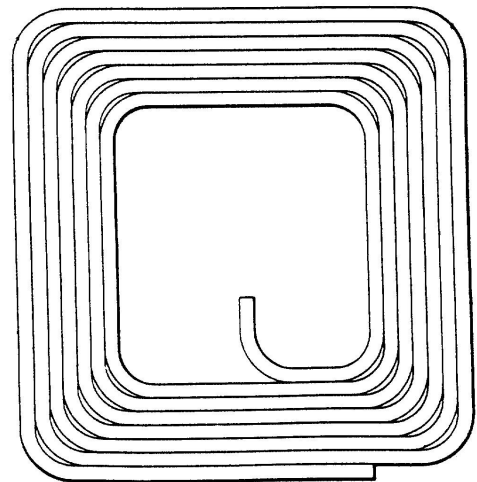
У запропонованих на сьогодні конструкціях були враховані технологічні особливості транспортування стиснутого газу. Однак, однією з серйозних і малодосліджених проблем є поведінка елементів вантажної системи, виконаної у вигляді довгомірної труби високого тиску, в процесі заповнення її газом. Ще більш актуальним це питання стає через можливу нерівномірність температури газу по її довжині.

4.1 Особливості проектування елементів рухомих трубопроводів

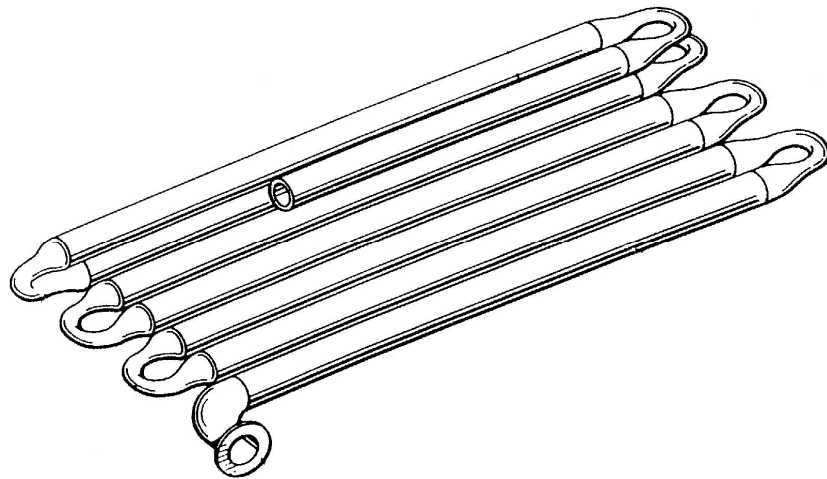
Безперервна труба може бути змонтована всередині контейнера по-різному: у вигляді спіралі; з вигинами мінімального радіуса для заповнення контейнера прямокутної форми; з U-подібними петлями, що прилягають одна до одної (рис. 4.1) [70]. Ємності такої конструкції називають рухомих трубопроводом [40].



а)



б)



в)

а) – безперервна труба у вигляді спіралі; б) – безперервна труба з вигинами мінімального радіуса для заповнення контейнера прямокутної форми; в) – безперервна труба з U-подібними петлями, що прилягають одна до одної

Рисунок 4.1 – Варіанти укладання безперервних труб у контейнерах для транспортування газу

Рухомий трубопровід – довгомірний виріб, що конструктивно складений із стандартних газопровідних труб, з'єднаних електрозварюванням

з допомогою стандартних відводів і розміщений у модулі, який відповідає геометричним розмірам стандартного 40-футового морського контейнера. Основним завданням на стадії проектування є вибір і обґрунтування параметрів елементів рухомого трубопроводу з метою забезпечення його надійної і безпечної експлуатації в заданих умовах.

Ряд праць [91-93] присвячені розробленню технології транспортування стисненого газу морськими акваторіями. Ця технологія передбачає використання трубопроводів високого тиску (20...25 МПа). В основу такої технології покладено двошарову комбіновану конструкцію. Внутрішній шар її складають стандартні сталеві прямошовні труби та перехідники, зовнішній шар – композиційний матеріал, виконаний кільцевим намотуванням волокнистого матеріалу перпендикулярно до повздовжнього шва. Така конструкція є рівномірною, тобто в ній одночасно вичерпуються параметри міцності металу та композиційного матеріалу [94].

На сьогодні в світовій практиці для виготовлення труб широко застосовують новітні технології [95-99], що забезпечують ефективну і безпечну роботу магістральних газопроводів за підвищених тисків (9,8...14,0 МПа), хороші характеристики зварюваності сталі, високу її міцність ($\sigma_B, \sigma_{0,2}$) і підвищений опір в'язкому руйнуванню (хороша статична тріщиностійкість K_C та ударна в'язкість KCV). Для виготовлення спіральшовних труб за запропонованими технологіями використовують сталі високого класу міцності, а саме X80, X100 та X120 згідно зі стандартом API. У порівнянні з прямошовними спіральшовні труби мають ряд переваг:

- не вимагають калібрування (холодного експандування або калібрування на вальцях);

- механічні характеристики труб відповідають показникам вихідного металу (в той час як після калібрувальних процедур пластичність і в'язкість металу знижується);

–положення зварного шва і напрямок прокатування рулону надзвичайно сприятливі стосовно основних діючих напружень.

Свого часу за кордоном виготовлені і успішно випробувані труби зі сталі класу міцності X100 і X120, що приблизно відповідають класам міцності K80 і K100. Використання таких труб є економічно ефективним і доцільним для будівництва газопроводів високого тиску (15 МПа) [100]: при проектуванні газопроводів за інших рівних умов розрахункова товщина стінки труби буде меншою на 5...10% [99].

Зважаючи на те, що під час проектування рухомих трубопроводів максимальна увага приділяється зменшенню масових характеристик, варіант використання для їх виготовлення спіральношовних труб з підвищеними міцнісними характеристиками є, на нашу думку, доволі прийнятним.

Таким чином, актуальним є питання розроблення методичних рекомендацій з метою забезпечення працездатності рухомого трубопроводу на стадіях його проектування, виготовлення та експлуатації.

Практика експлуатації трубопроводів відповідального призначення свідчить про те, що 85% аварій і катастроф на цих об'єктах трапляється через розгерметизацію або відмову зварних з'єднань [101].

За результатами натурних експериментів труб (914×16 мм і 762×16,3 мм), виготовлених із сталі класу міцності X120, вісім з дев'яти труб зруйновані вздовж осі труби по заводських повздовжніх зварних з'єднаннях, і лише руйнування однієї труби відбулось в основному металі труби у тому ж напрямі [102].

Руйнування труб вздовж осі пов'язують із найбільшими напруженнями розтягу, які виникають у коловому напрямі під дією на стінку труби внутрішнього тиску.

Практика і результати експериментів свідчать про те, що в реальних умовах виробництва зварних труб можуть виникати дефекти. Ці дефекти пов'язують з металургійними, термічними і гідродинамічними явищами.

Наслідком цих явищ є кристалізаційні і холодні тріщини в металі біляшовної зони, пори, шлакові канали, флокени, зони несплавлення, утяжини, відхилення від необхідної міцності і плинності металу шва і зварного з'єднання, а також несприятливі зміни металу біляшовної зони [101].

Загалом характеристики міцності матеріалу труби і її зварного шва відрізняються незначно (табл. 4.1), тобто $\sigma_B^{OM} \approx \sigma_B^{ЗШ}$. Однак, при проектуванні рухомих трубопроводів необхідно враховувати той факт, що метал тіла труби до руйнування піддається незначній пластичній деформації, тоді як метал зони термічного впливу зварного шва накопичує суттєвий рівень деформації, що і призводить до його руйнування [100].

Розглянемо високоміцні труби, які використовуються останнім часом для будівництва магістральних газопроводів [102]. Їх параметри наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Результати розрахункових та експериментально отриманих значень руйнівного тиску труби

Сталь	D , мм	t , мм	σ_B^{OM} , МПа	$\sigma_B^{ЗШ}$, МПа	P_f^E , МПа	P_f^P , МПа	k , %
API X120	914	16	972	1007	37,75	30,94	22

Для визначення розрахункового значення руйнівного (критичного) тиску в області зварного шва скористаємось залежністю

$$P_f^P = \frac{\frac{\sigma_B}{1,1}}{\cos^2 \beta + 0,5 \sin^2 \beta} \cdot \frac{2t}{D}, \quad (4.1)$$

де β – кут нахилу зварного шва;

σ_B – границя міцності металу труби;

D – зовнішній діаметр труби;

t – товщина стінки труби [103].

Порівняємо значення експериментально отриманого руйнівного тиску труби P_f^E з розрахунковим значенням P_f^P за формулою

$$k = \frac{|P_f^E - P_f^P|}{P_f^P} \cdot 100\%. \quad (4.2)$$

Згідно з отриманими результатами розрахункові значення руйнівного тиску P_f^P відрізняються від експериментальних і є меншими на 22%. Це свідчить про можливість практичного використання залежності (4.1), оскільки дещо менше розрахункове значення P_f^P слугує деяким коефіцієнтом запасу міцності трубопроводу.

Використовуючи формулу (4.1), встановимо величину руйнівного (критичного) тиску P_f в області зварного шва спіральшовної труби. Результати обчислень подамо у вигляді графічної залежності руйнівного тиску P_f від кута нахилу β зварного шва до осі труби (рис. 4.2).

Відомо, що при виготовленні спіральшовних труб кут нахилу зварного шва до осі труби складає $\beta \approx 40^\circ$ [96]. Порівняємо значення руйнівних тисків зварних швів прямошовних ($\beta \approx 0^\circ$) і спіральшовних ($\beta \approx 40^\circ$) труб однакового типорозміру, виготовлених із сталей класу міцності X120

$$k = \frac{P_f^{40^\circ}}{P_f^{0^\circ}} = \frac{38,99}{30,94} = 1,26$$

Як бачимо, під час проектування газопроводів зі спіральшовних труб розрахункову товщину стінки можна суттєво зменшити.

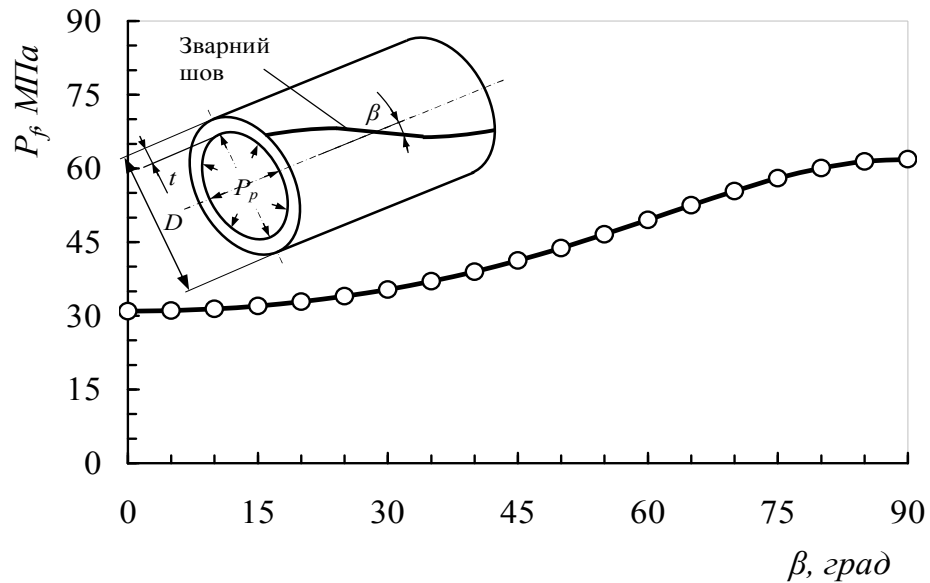


Рисунок 4.2 – Залежність руйнівного тиску P_f в області зварного шва від кута його нахилу β до осі труби

Основою для розрахунку рівня руйнівних тисків P_f прямолінійних ділянок рухомих трубопроводів можуть слугувати результати (табл. 4.2), отримані в роботі [94].

Таблиця 4.2 – Розрахункові параметри рівня руйнівних тисків P_f прямолінійних ділянок рухомого трубопроводу

Сталь	D , мм	t , мм	σ_B , МПа	P_f^C , МПа	$P_f^{п.д.}$, МПа
30ХГСА	720	8	1080	21,818	43,636
API X100	720	8	886	17,899	39,717
API X120	720	8	972	19,636	41,454

Як вже згадувалось вище, зниження масових характеристик елементів рухомого трубопроводу досягається використанням двохшарової конструкції, внутрішній шар якої складають стандартні сталеві прямошовні труби, а

зовнішній – композиційний матеріал. Причому в першому наближенні прийнято вважати, що прямолінійні ділянки рухомих трубопроводів виготовлені зі сталі 30ХГСА [93], шари конструкції рівномічні $P_f^C \approx P_f^K$ і мають однакову товщину. Отже, руйнівний тиск P_f прямолінійних ділянок рухомого трубопроводу рівний $P_f^{п.д.} \approx P_f^C + P_f^K$.

Крім цього, обґрунтування доцільності використання труб покращеної якості (клас міцності X100, X120) вимагає застосування сучасних критеріїв оцінювання їх працездатності – характеристик статичної тріщиностійкості металу в конструкції труби. Із застосуванням методики проведення натурних випробувань фрагментів труб з повздовжніми надрізами (тріщиноподібними дефектами), спеціалістами ВНИИСТ (Росія) визначено характеристики статичної тріщиностійкості металу спіральшовних і прямошовних труб. В роботі [99] наведено результати натурних випробувань експериментальних труб (1220×15 мм) з матеріалу класу міцності X100 згідно зі стандартом API. Встановлено, що руйнування труб відбувалось за в'язким механізмом при плоскому напруженому стані металу в зоні руйнування (пластична деформація стоншення кромки розриву в надрізі та у вершині наскрізної тріщини складає $\varepsilon_t = -(35 \div 40)\%$). Для експериментальної сталі класу міцності X100 критичний коефіцієнт інтенсивності напружень становив $K_C = 593 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$. Зауважимо, що відповідно до вимог стандарту щодо труб вищої категорії якості (класу міцності X100) встановлено мінімальне значення критичного коефіцієнта інтенсивності напружень на рівні $K_C^{min} = 400 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$.

Відзначимо також, що згідно з проведеними випробуваннями [96] спіральшовні труби 1420×21,6 мм класу міцності X70, виготовлені зі сталі контрольованого прокатування, володіють високою здатністю перешкоджати розповсюдженню повздовжнього (вздовж осі труби) в'язкого руйнування.

Зазначимо, що встановлені в роботах [96-100, 102] факти в рівній мірі можна враховувати при проектуванні рухомих трубопроводів. Слід зазначити, що при виборі матеріалу для прямолінійних ділянок рухомих трубопроводів і для оцінки їх працездатності під дією тривалих експлуатаційних навантажень, результати порівняльних натурних випробувань фрагментів труб з повздовжніми надрізами для визначення статичної тріщиностійкості при розвитку тріщини в осьовому напрямку в умовах плоского напруженого стану необхідно доповнити результатами випробувань металу труб і зварних з'єднань з метою визначення характеристик циклічної тріщиностійкості ($C, n, \Delta K_{th}, \Delta K_{fc}$ – параметрами рівняння Періса) [99].

Загалом для рухомих трубопроводів умови експлуатації є доволі специфічними. Вони визначаються сукупністю низки чинників, які можуть змінюватися як прогнозовано, так і непередбачувано. Дія внутрішнього тиску газу значною мірою може підсилюватися зміною температури як навколишнього середовища, так і самого газу. В залежності від особливостей реалізації процесу заповнення рухомого трубопроводу температура газу, що потрапляє в нього, може змінюватися в доволі широкому діапазоні.

Процес стиснення газу в компресорі з метою заповнення рухомого трубопроводу супроводжується підвищенням температури до 130...140°C, що вимагає його охолодження. Подавання газу з такою температурою в рухомий трубопровід призводить не тільки до значного зменшення кількості транспортованого газу, а й до суттєвого розширення діапазону робочих температур. Зважаючи на це, необхідним є охолодження газу перед подаванням його в рухомий трубопровід до якомога нижчих температур.

Загалом діапазон робочих температур елементів рухомих трубопроводів визначається температурою газу, що подається в рухомий трубопровід, особливостями реалізації процесу заповнення та температурою навколишнього середовища. При цьому температурні коливання впродовж

добі періодично підсилюватимуться коливаннями, зумовленими особливостями процесу заповнення.

Підсумовуючи, необхідно зазначити, що умови експлуатації елементів рухомих трубопроводів суттєво відрізняється від умов експлуатації магістральних газопроводів. Тому у ході додаткових випробувань металу, рекомендованих для виготовлення рухомих трубопроводів труб і зварних з'єднань, потрібно врахувати також особливості наявних температурних процесів.

4.2 Дослідження умов експлуатації ємностей, виконаних у вигляді рухомого трубопроводу

Зважаючи на отримані на попередньому етапі роботи результати, використаємо для прогнозування розподілу температури по довжині ємностей, виконаних у вигляді довгомірних труб, методику, описану у попередньому розділі.

Як базовий варіант для виконання теоретичних досліджень з використанням імітаційного моделювання розглянемо довгомірну трубу, придатну до монтажу на найпростішому морському транспортному засобі – баржі. З врахуванням геометричних параметрів попередньо вибраної баржі та особливостей монтажу довгомірної труби встановлені основні її параметри. При цьому 15-ть лінійних ділянок, виконаних із труби діаметром 720 мм, з'єднуються відводами складеної конструкції із труб діаметром 620 мм. Довжина лінійної ділянки становить 30 м, а відводу вздовж його осі – 1,26 м. Загальний вигляд частини ємності, виконаної у вигляді довгомірної труби, зображений на рисунку 4.3, а.

З врахуванням особливостей умов окремих проектів необхідно розглядати два варіанти реалізації безпосередньо процесу заповнення ємностей газом (рис. 4.3, б).

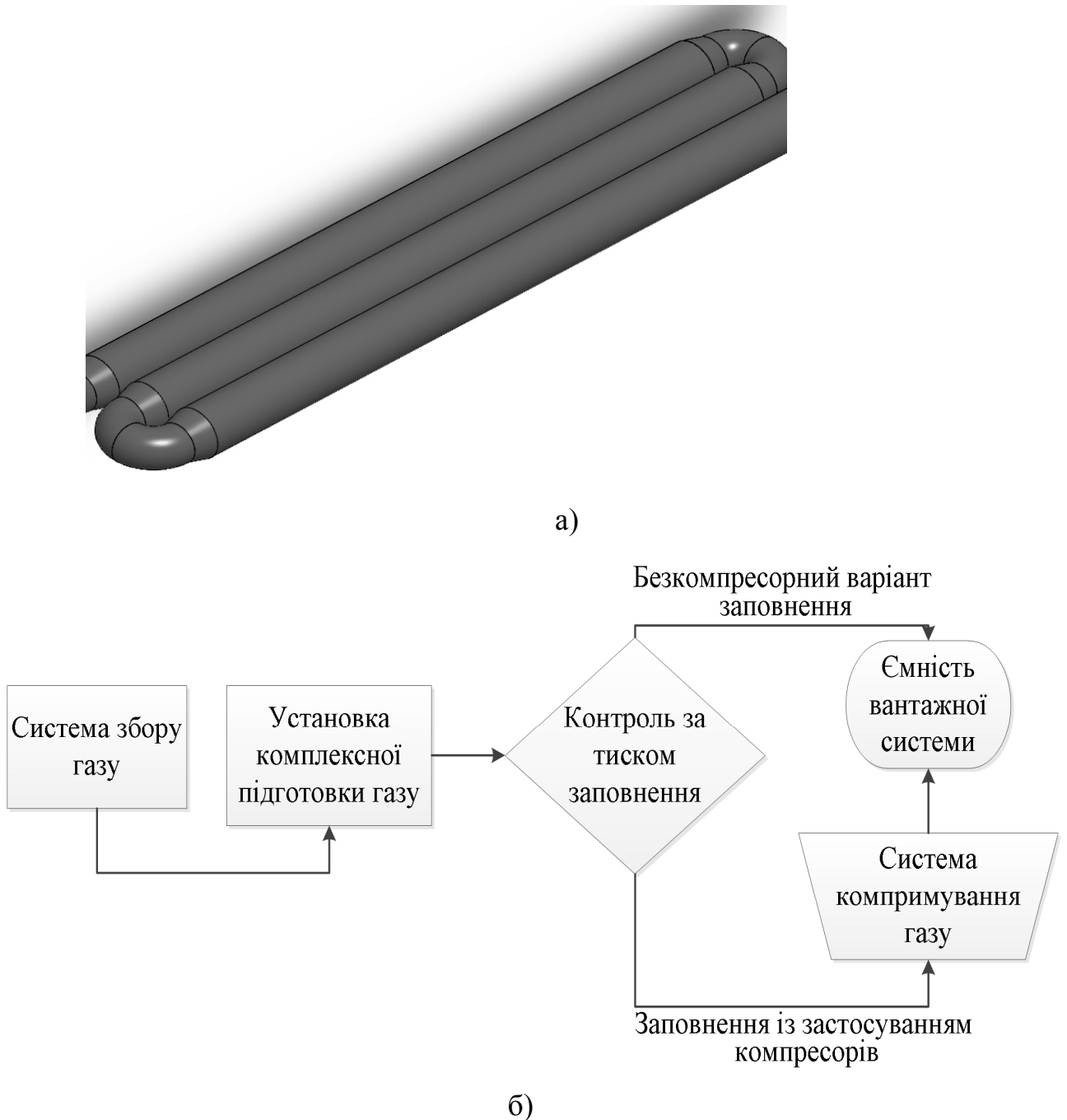


Рисунок 4.3 – Загальний вигляд частини ємності, виконаної у вигляді довгомірної труби (а) та схема реалізації процесу її заповнення (б)

Також важливим моментом є тривалість процесу заповнення ємності. Визначальним чинником при встановленні швидкості заповнення є продуктивність джерела постачання газу. Тому нами розглянуто варіанти

заповнення ємності, виконаної у вигляді довгомірної труби, впродовж 1, 3, 6 та 12 годин. Для умов її заповнення в два етапи (під тиском джерела газу і компресора), отримано результати, наведені на рисунках 4.4 – 4.7.

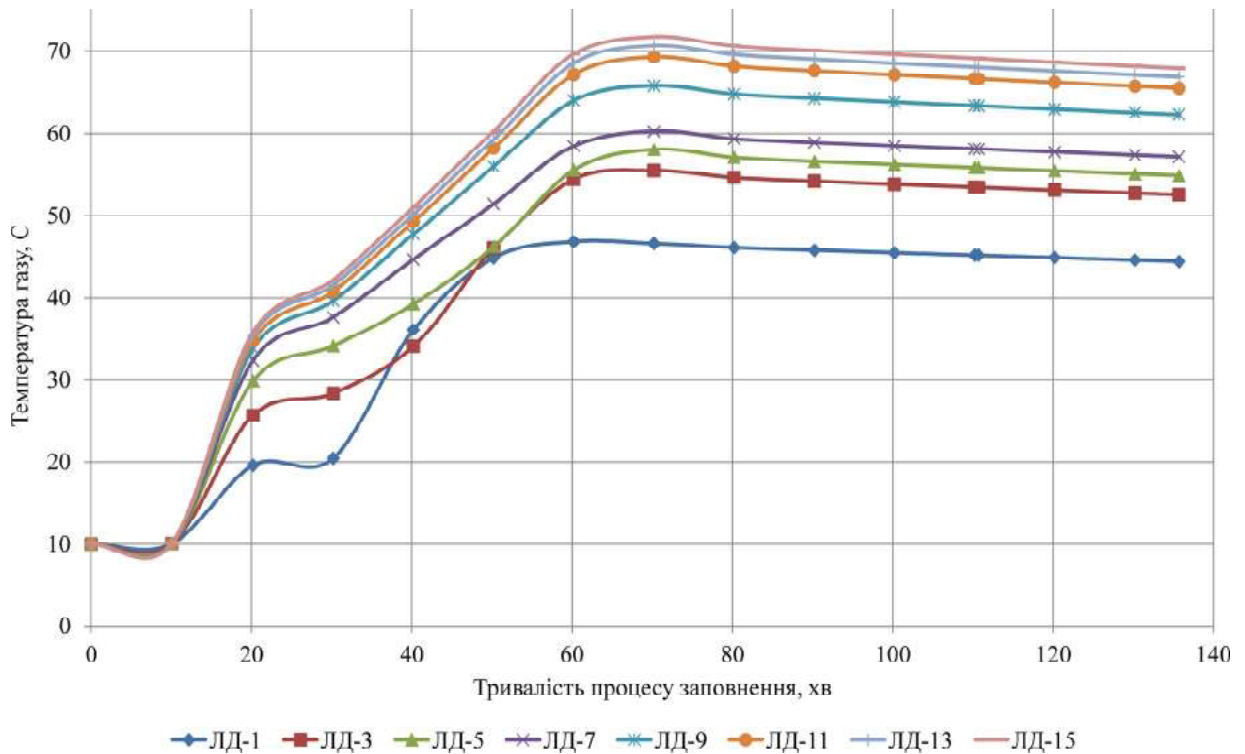


Рисунок 4.4 – Зміна температури газу посередині непарних лінійних ділянок (ЛД) довгомірної труби при її заповненні впродовж однієї години

Аналізуючи отримані результати, слід зазначити, що характер зміни температури газу на відповідних лінійних ділянках є аналогічним для всіх розглянутих випадків. На окрему увагу заслуговує зміна температури на перших п'яти лінійних ділянках трубопроводу (зокрема перших трьох). Перетин графіків зміни температури вказує на нерівномірність нагрівання газу, а, отже, і самих лінійних ділянок.

Різниця температури газу на окремих ділянках довгомірної труби призводить до їх різних температурних видовжень. Підвищення температури газу в кінцевому результаті зумовлює зміну напружено-деформованого стану елементів ємності, яка заповнюється газом. Особливої уваги цей факт

вимагає з огляду на паралельне розміщення окремих ділянок ємності для транспортування газу.

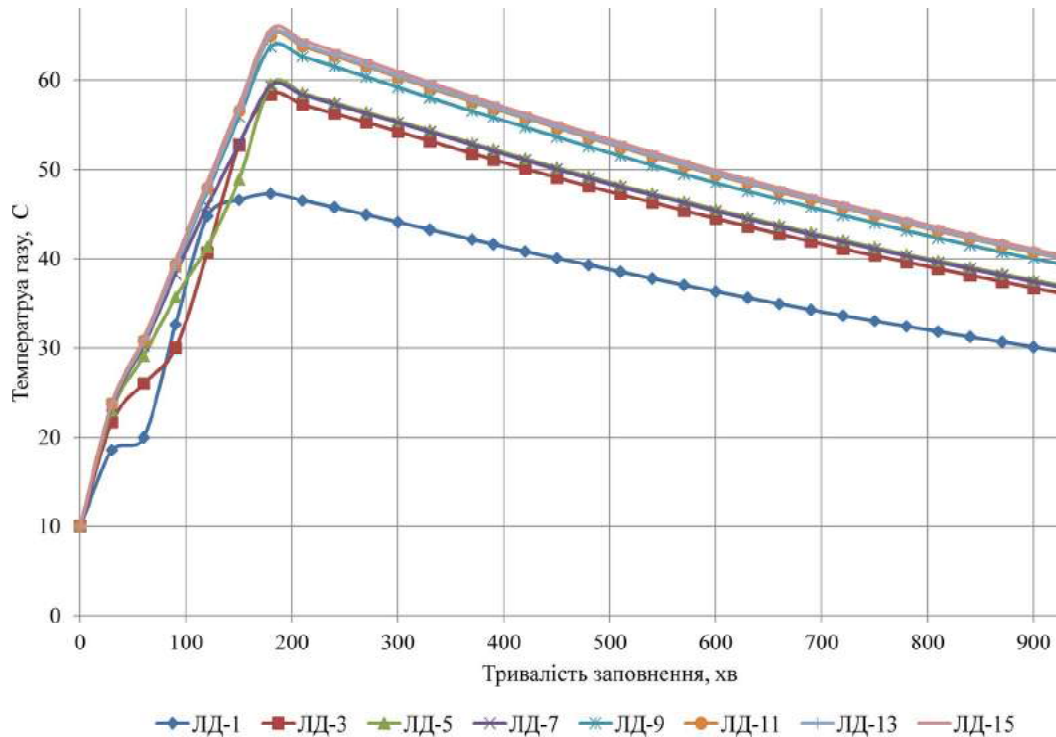


Рисунок 4.5 – Зміна температури газу посередині непарних лінійних ділянок довгомірної труби при її заповненні впродовж трьох годин

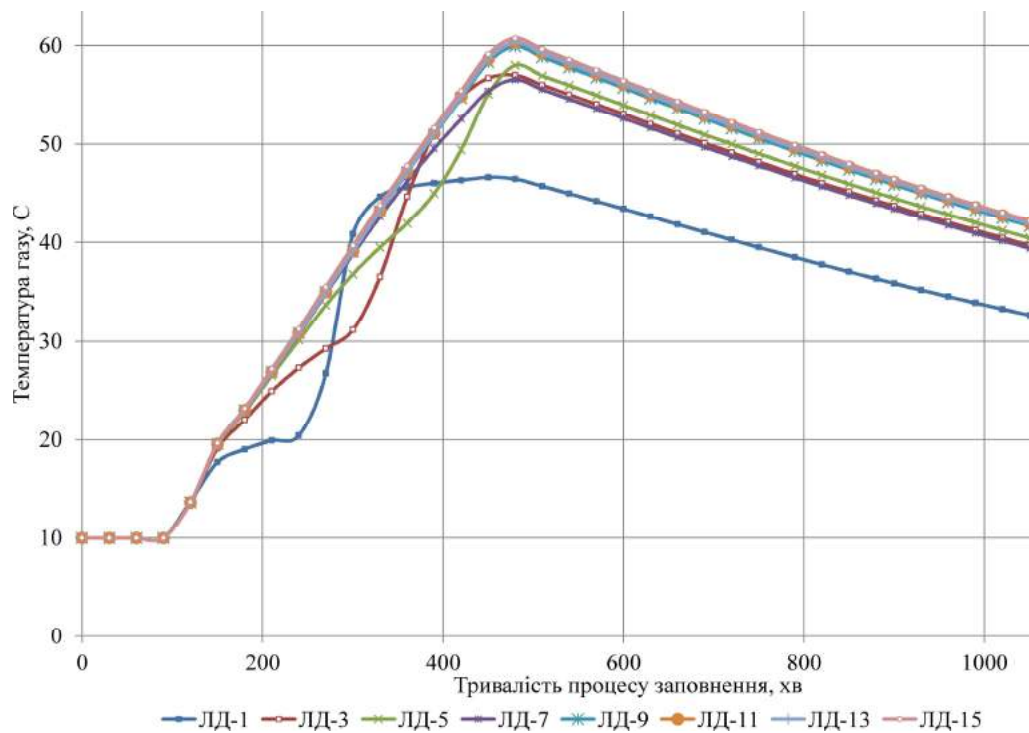


Рисунок 4.6 – Зміна температури газу посередині непарних лінійних ділянок довгомірної труби при її заповненні впродовж шести годин

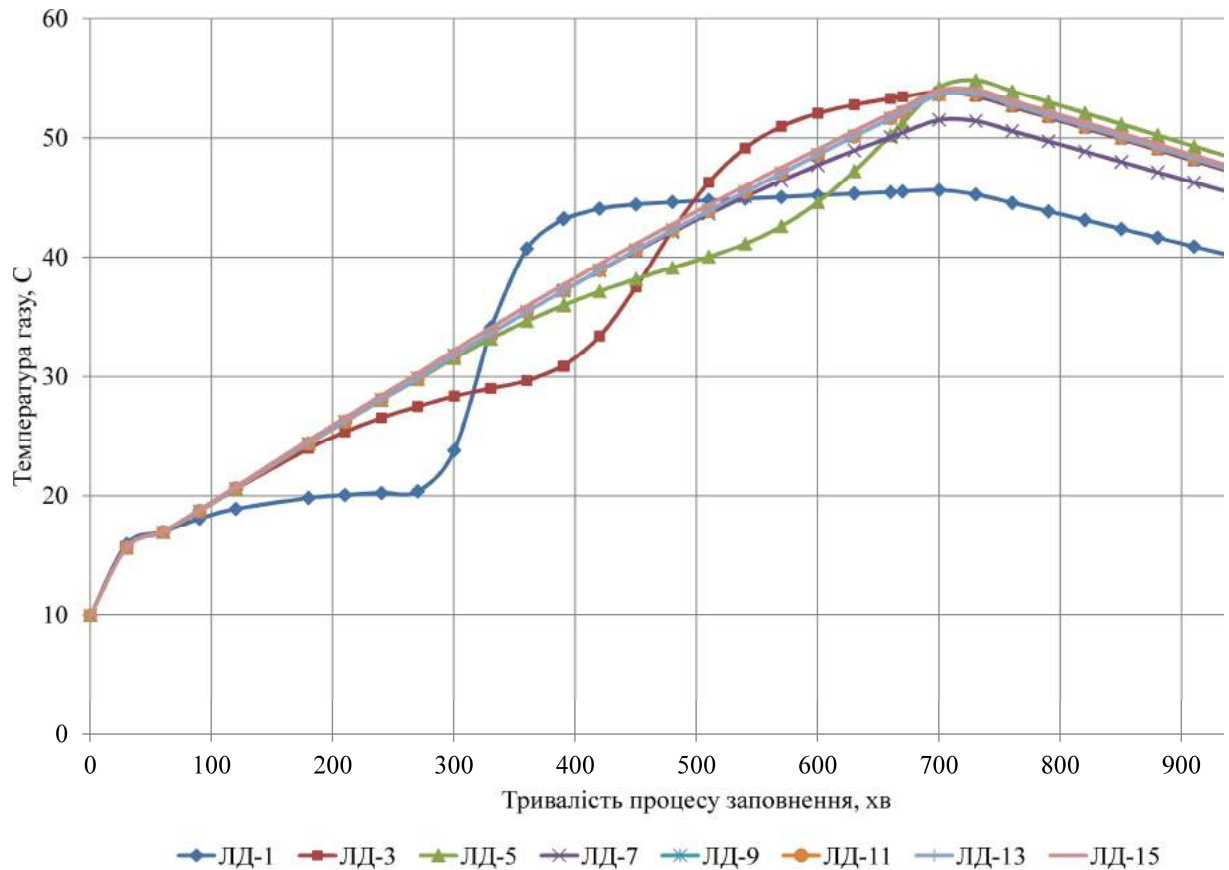


Рисунок 4.7 – Зміна температури газу посередині непарних лінійних ділянок довгомірної труби при її заповненні впродовж дванадцяти годин

Подальші дослідження проведені для випадку заповнення ємності з використанням компресорів. З метою детального аналізу та подальшого визначення рівня впливу умов експлуатації на напружено-деформований стан окремих елементів, визначено температуру по середині кожної із 15-ти лінійних ділянок в процесі шестигодинного заповнення ємності. Для спрощення аналізу масив отриманих результатів наведено на рисунку 4.8 у вигляді діаграми.

Аналізуючи подану інформацію необхідно відмітити, що стрімке підвищення температури в перші 30 хвилин присутнє на початковій ділянці. Це підвищення спостерігається впродовж перших двох годин, а відтак температура практично стабілізується на певному рівні. В той же час температура газу на другій ділянці зростає менш інтенсивно і це зростання

триває впродовж значно більшого періоду часу. Зниження інтенсивності зростання температури відбувається на наступних чотирьох лінійних ділянках. Решта лінійних ділянок трубопроводу характеризуються практично однаковою інтенсивністю зростання температури, що підтверджується залежностями, наведеними на рисунку 4.9.

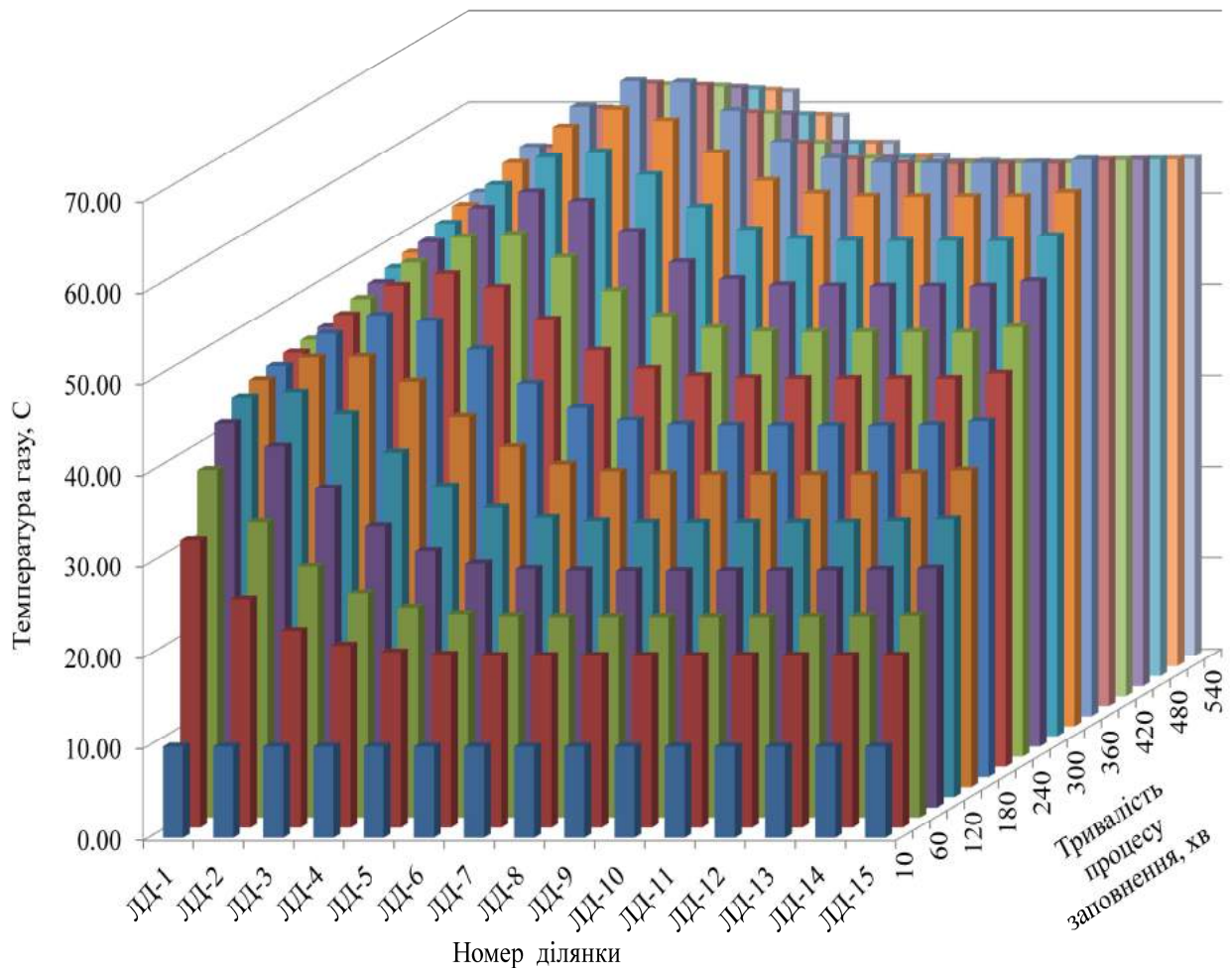


Рисунок 4.8 – Зміна температури газу на лінійних ділянках довгомірної труби в процесі її заповнення газом впродовж шести годин

Для детальнішого аналізу особливостей зміни температури газу на першій і другій лінійних ділянках довгомірної труби на рисунку 4.10 наведено залежності, що характеризують зміну температури газу посередині вказаних ділянок у процесі заповнення трубопроводу газом.

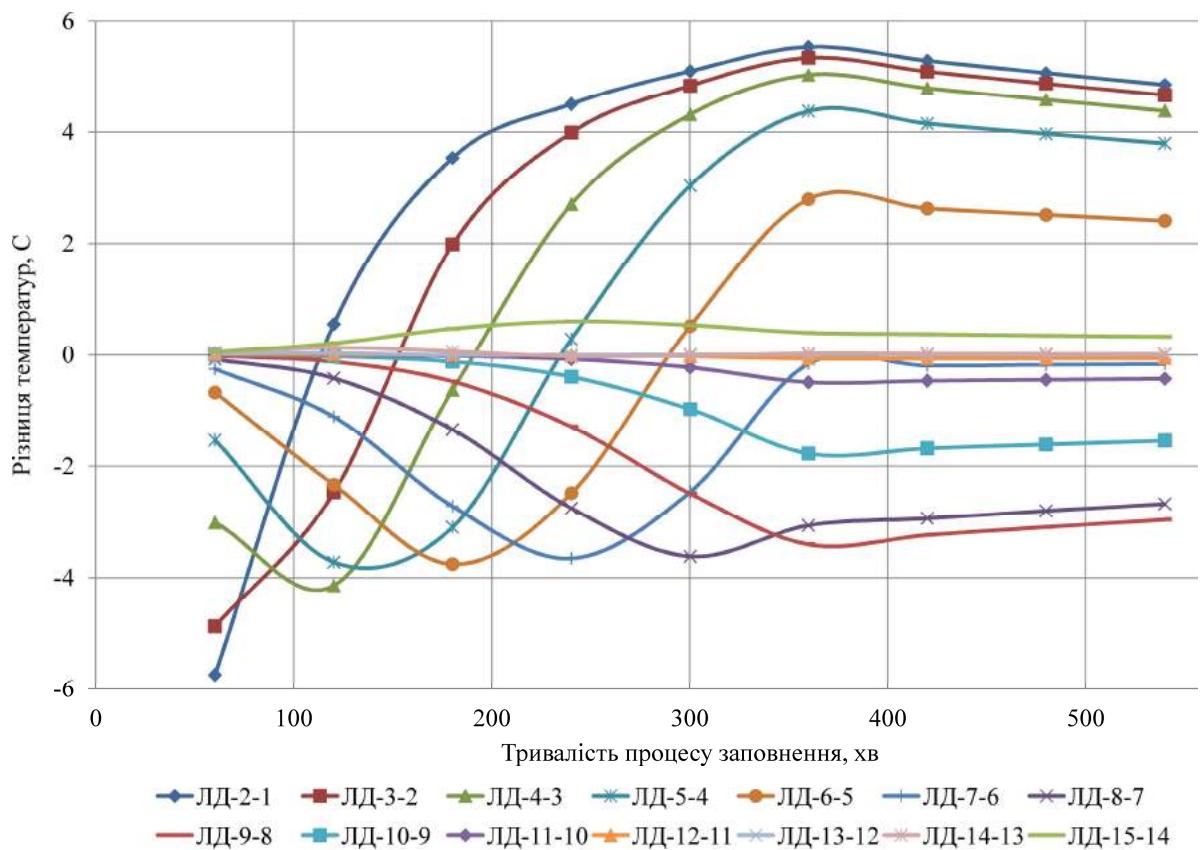


Рисунок 4.9 – Зміна різниці температури газу на суміжних лінійних ділянках довгомірної труби в процесі її заповнення газом впродовж шести годин

Як бачимо, в початковий момент заповнення температура газу посередині першої лінійної ділянки є вищою на 6°C , ніж посередині другої. Впродовж другої години заповнення температура обох ділянок вирівнюється. В подальшому спостерігається інтенсивніше збільшення температури газу посередині другої ділянки, а їх різниця в кінцевий момент заповнення знову сягає 6°C . За таких умов суміжні лінійні ділянки зазнають впливу різних температурних навантажень, що зрештою створює додаткові навантаження на елементи їх з'єднання.

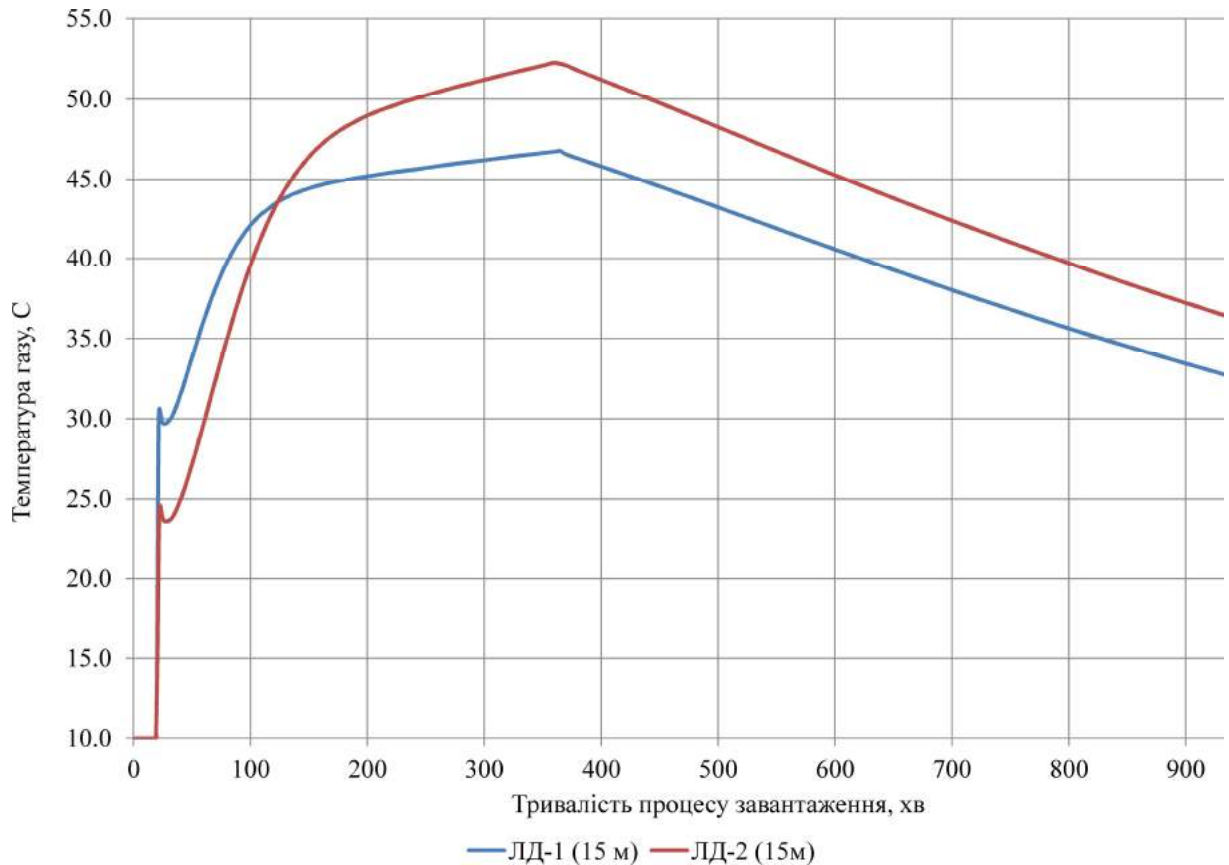


Рисунок 4.10 – Залежність температури газу посередині першої та другої лінійних ділянок від часу заповнення

Для можливості подальших досліджень впливу наявних процесів на напружено-деформований стан елементів довгомірної труби необхідними є детальні дослідження зміни температури газу по довжині початкових лінійних ділянок як при заповненні, так і розвантаженні ємностей.

4.3 Дослідження напружено-деформованого стану елементів ємностей, виконаних у вигляді рухомого трубопроводу

Аналізуючи попередньо отримані результати досліджень процесів заповнення спеціальних ємностей, виконаних у вигляді рухомого трубопроводу, що містить паралельно розміщені лінійні ділянки, слід зазначити, що характер зміни температури газу на різних лінійних ділянках є

таким, що призводить до різниці в їх температурних видовженнях. Саме з огляду на паралельне розміщення ділянок ємності для транспортування газу ця особливість потребує вивчення, так як в кінцевому результаті зумовлюватиме зміну напружено-деформованого стану її елементів.

Оскільки основним завданням при проектуванні спеціальних ємностей, виконаних у вигляді рухомого трубопроводу, є забезпечення їх міцності за умов циклічного навантажування, то визначення діапазону зміни напружень створить можливість оцінки впливу експлуатаційних умов на забезпечення працездатності рухомих трубопроводів. З цією метою необхідними є дослідження напружено-деформованого стану їх елементів під одночасним впливом змінних в процесі завантаження тиску і температури.

Багато завдань, які постають перед дослідниками та інженерами, не піддаються аналітичному вирішенню або потребують значних витрат на експерименти. Найчастіше єдиною можливістю прискореного аналізу інженерної проблеми є імітаційне моделювання. Прогрес у розробці числових методів дає можливість істотно розширити спектр завдань, які доступні аналізу. Отримані на основі цих методів результати використовуються майже у всіх галузях науки й техніки.

Для аналізу конструкцій найчастіше застосовується метод кінцевих елементів. Існує багато різних комп'ютерних програм, що реалізують цей метод. Однак найпоширенішою є програма ANSYS – потужна комп'ютерна система для проектування й виконання аналізу [103]. Вона використовується на етапі проектування, щоб оцінити можливі варіанти поведінки конструкції в процесі експлуатації. Також програму ANSYS можна використовувати для оптимізації геометрії деталей. Програма ANSYS працює в середовищі найбільш використовуваних операційних систем і на всіх розповсюджених комп'ютерних платформах.

З метою дослідження напружено-деформованого стану елементів рухомого трубопроводу використано попередньо розроблену конструкцію,

придатну до монтажу на найпростішому морському транспортному засобі – баржі. Як вже зазначалось в підрозділі 4.1, з врахуванням геометричних параметрів вибраної баржі лінійні ділянки виконано із труби діаметром 720 мм, що з'єднуються колінами складеної конструкції із труб діаметром 620 мм. Довжина лінійної ділянки становить 30 м, а коліна по його осі – 1,26 м. Загальний вигляд частини рухомого трубопроводу зображено на рисунку 4.11. При цьому, кріплення лінійних ділянок, з міркувань зменшення впливу на формування напружено-деформованого стану конструкції рухомого трубопроводу, здійснюється з використанням рухомих і нерухомих опор.

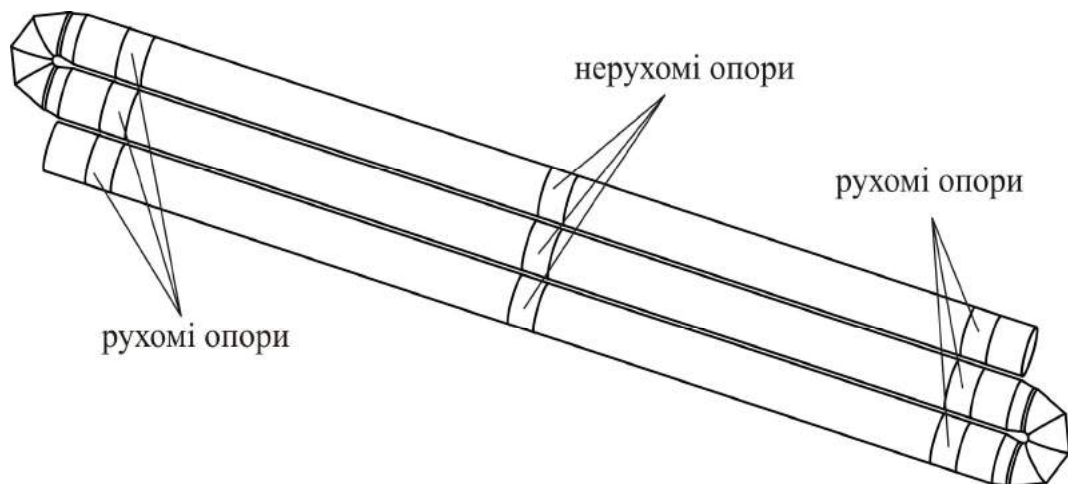


Рисунок 4.11 – Загальний вигляд частини рухомого трубопроводу з місцями розташування опор для кріплення трубопроводу

Для детального дослідження напружено-деформованого стану елементів рухомого трубопроводу, що містить паралельно розміщені лінійні ділянки, виділено найбільш характерну зону трубопроводу. Зважаючи на особливості кріплення та зміни температури стінки рухомого трубопроводу по його довжині, ця зона складається із частин першої та другої лінійних ділянок і їх

з'єднання. На рисунку 4.12 наведено її тривимірну модель, побудовану у програмному середовищі ANSYS Workbench.

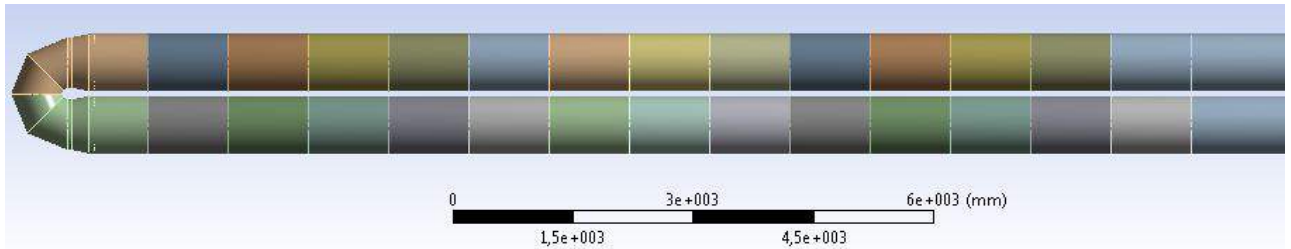
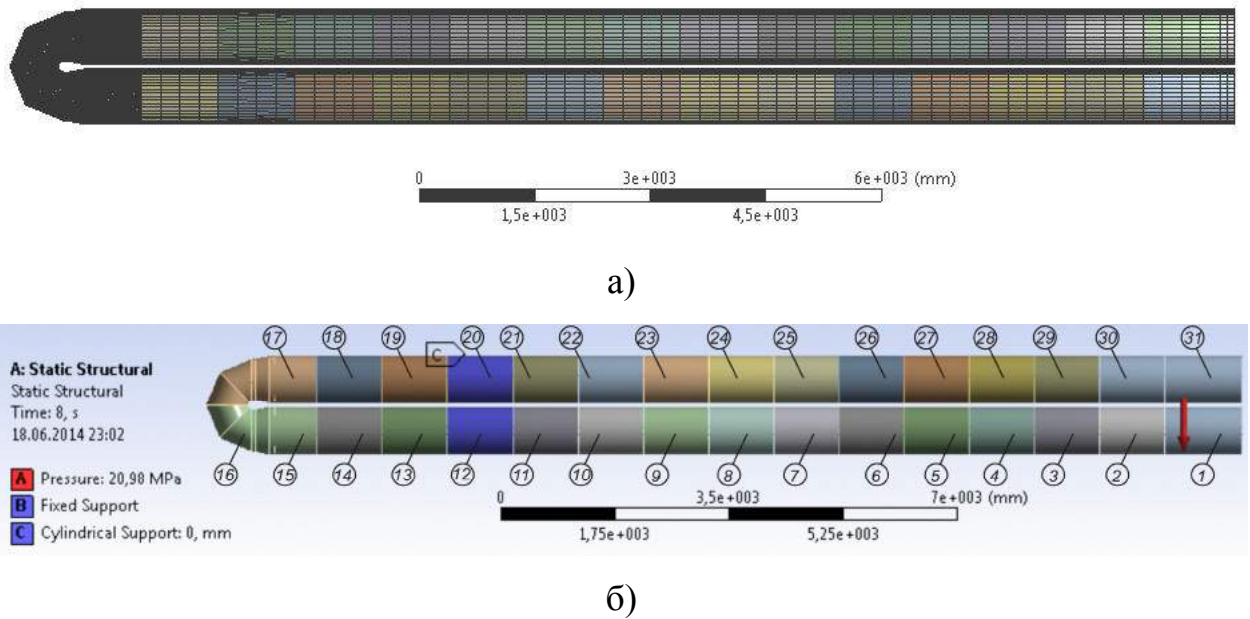


Рисунок 4.12 – Тривимірна модель досліджуваної ділянки рухомого трубопроводу

При побудові тривимірної моделі застосовано функцію **Slice**, за допомогою якої виконано поділ циліндричної частини на елементи довжиною 1 м. Виконання циліндричних частин у вигляді складеної конструкції зумовлене необхідністю врахування зміни температури по їх довжині.

Під час побудови сітки кінцевих елементів використано Sweep Method, що дає змогу створити гексадральну сітку циліндричної частини. Для частини, що забезпечує з'єднання лінійних ділянок, сітку створено за допомогою функції Body Sizing з елементами заданого розміру, а саме, 30 мм (рис. 4.13, а).

Під час складання розрахункової схеми (рис. 4.13, б) використано функції програми Fixed Support та Cylindrical Support для закріплення елементів довгомірного трубопроводу і функції Pressure та Thermal Condition з метою задання дії внутрішнього тиску та температури. Матеріалом елементів досліджуваного об'єкта є сталь з такими властивостями: $E=2,1 \cdot 10^{11}$ Па, $\nu=0,28$.



а) – сітка кінцевих елементів; б) – розрахункова схема

Рисунок 4.13 – Моделі досліджуваної ділянки рухомого трубопроводу

Оскільки температура і тиск газу в процесі заповнення є змінними в часі параметрами, то з метою отримання повної картини зміни напружено-деформованого стану елементів рухомого трубопроводу на основі попередніх результатів досліджень виділено ряд вхідних даних. Такими даними є температура та тиск газу, визначені для характерної зони на кожному метрі лінійної ділянки трубопроводу в початковий момент та кожні 60 хв. аж до закінчення шестигодинного процесу заповнення.

Значення вказаних вище параметрів подано у таблиці 4.3 та 4.4, а схему прикладання тиску і температури на кожен метр трубопроводу наведено на рисунку 4.13, б. Слід зауважити, що в певний момент часу тиск газу на досліджуваній ділянці є практично однаковим у всіх точках прикладання тиску, тому таблиця 4.4 має спрощений вигляд.

Результатами проведеного дослідження є отримані епюри розподілу деформацій та напружень у конструкції довгомірного трубопроводу. На рисунку 4.14 вказано точки контролю та значення осьових деформацій

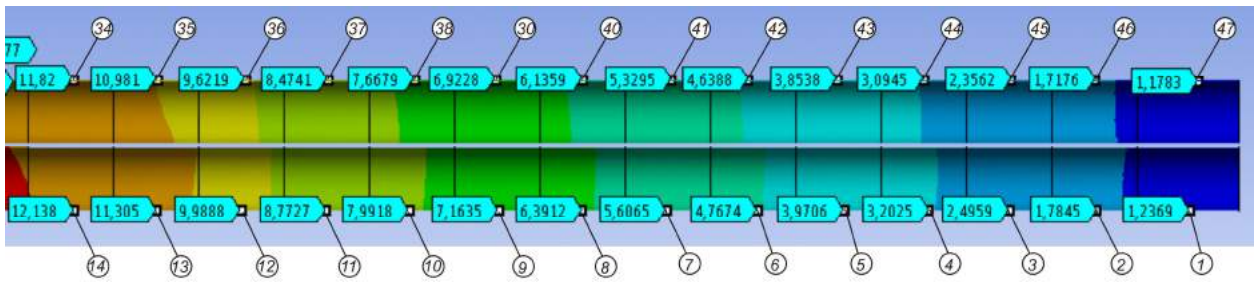
(вздовж осі X) для дослідження трубопроводу на 5-ій годині його заповнення.

Таблиця 4.3 – Значення температури ($^{\circ}\text{C}$) по довжині досліджуваної ділянки рухомого трубопроводу

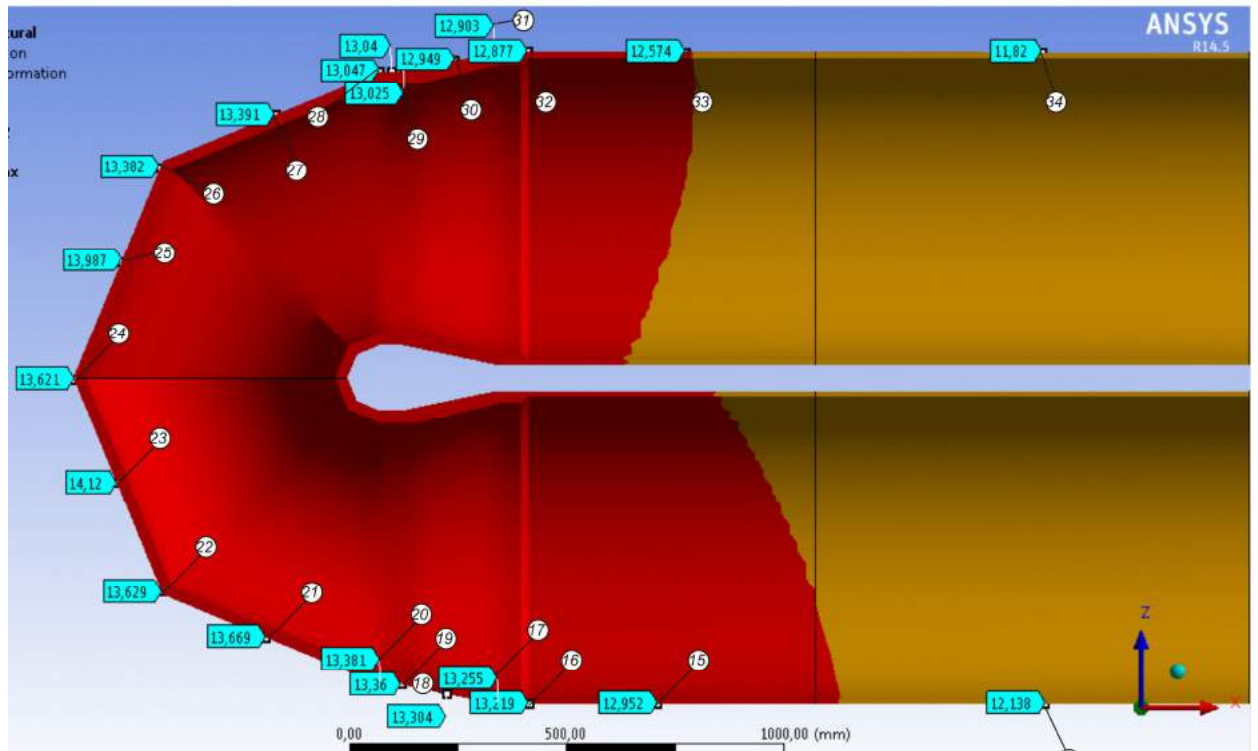
Точки прикладання	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
Час заповнення, хв	0	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	10,5	10,5	10,5	10,5	10,5	
	60	39,8	39,6	39,5	39,4	39,3	39,2	39,1	38,9	38,8	38,7	38,5	38,4	38,2	38,1	37,9	37,8
	120	44,2	44,3	44,3	44,4	44,5	44,6	44,6	44,7	44,8	44,8	44,9	45,0	45,0	45,1	45,1	45,2
	180	45,2	45,4	45,5	45,6	45,7	45,9	46,0	46,1	46,3	46,4	46,5	46,6	46,8	46,9	47,0	47,1
	240	45,8	46,0	46,1	46,3	46,5	46,6	46,7	46,9	47,1	47,2	47,4	47,5	47,6	47,8	48,0	48,1
	300	46,4	46,6	46,7	46,9	47,1	47,2	47,4	47,6	47,8	47,9	48,1	48,3	48,4	48,6	48,8	48,9
	360	46,8	47,0	47,2	47,3	47,5	47,7	47,9	48,1	48,2	48,4	48,6	48,8	48,9	49,2	49,3	49,5
	375	46,3	46,5	46,7	46,9	47,1	47,2	47,4	47,6	47,8	47,9	48,1	48,3	48,5	48,7	48,8	49,0
Точки прикладання	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31		
Час заповнення, хв	0	10,4	10,4	10,3	10,3	10,3	10,3	10,3	10,3	10,3	10,3	10,3	10,3	10,4	10,4	10,4	
	60	37,1	37,0	36,9	36,7	36,5	36,4	36,2	36,1	35,9	35,7	35,6	35,4	35,2	35,1	34,9	
	120	45,2	45,2	45,2	45,3	45,3	45,3	45,4	45,4	45,4	45,4	45,5	45,5	45,5	45,5	45,5	
	180	47,4	47,5	47,6	47,7	47,8	47,9	48,1	48,2	48,3	48,4	48,5	48,6	48,8	48,9	49,0	
	240	48,4	48,5	48,7	48,9	49,0	49,1	49,3	49,4	49,6	49,7	49,9	50,0	50,2	50,3	50,4	
	300	49,3	49,4	49,6	49,8	49,9	50,1	50,3	50,4	50,6	50,8	50,9	51,1	51,3	51,4	51,6	
	360	49,9	50,0	50,2	50,4	50,6	50,7	51,0	51,1	51,3	51,5	51,7	51,8	52,0	52,2	52,4	
	375	49,4	49,5	49,7	49,9	50,1	50,2	50,4	50,6	50,7	51,0	51,1	51,3	51,5	51,6	51,8	

Таблиця 4.4 – Зміна тиску в процесі заповнення рухомого трубопроводу

Час заповнення, хв	0	60	120	180	240	300	360	375
Тиск, МПа	0,45	3,70	6,89	10,19	13,75	17,69	21,00	20,98



а)

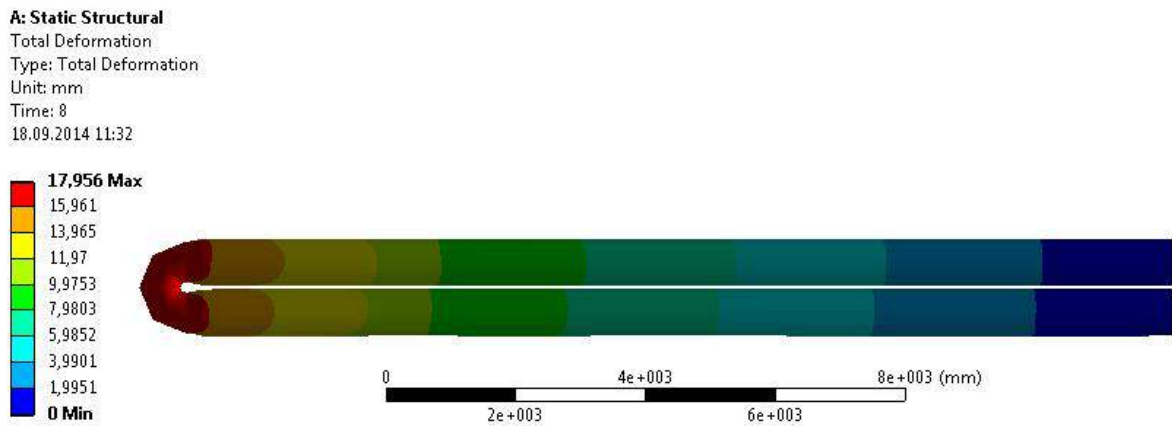


б)

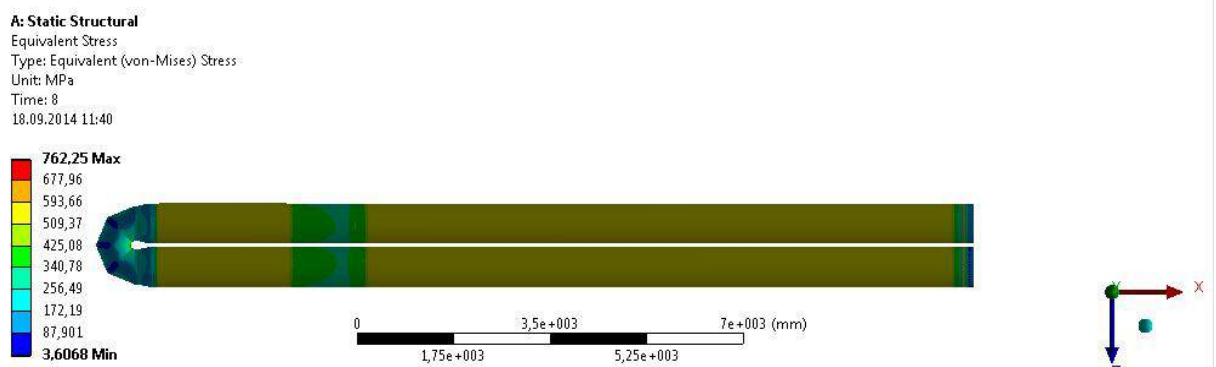
а) – у циліндричній частині; б) – у перехідній частині

Рисунок 4.14 – Точки контролю деформацій моделі досліджуваної ділянки рухомого трубопроводу

На рисунку 4.15, а відображено розподіл деформацій, визначених в момент досягнення максимального значення тиску, а на рисунку 4.15, б – розподіл еквівалентних напружень за Мізесом.



а)

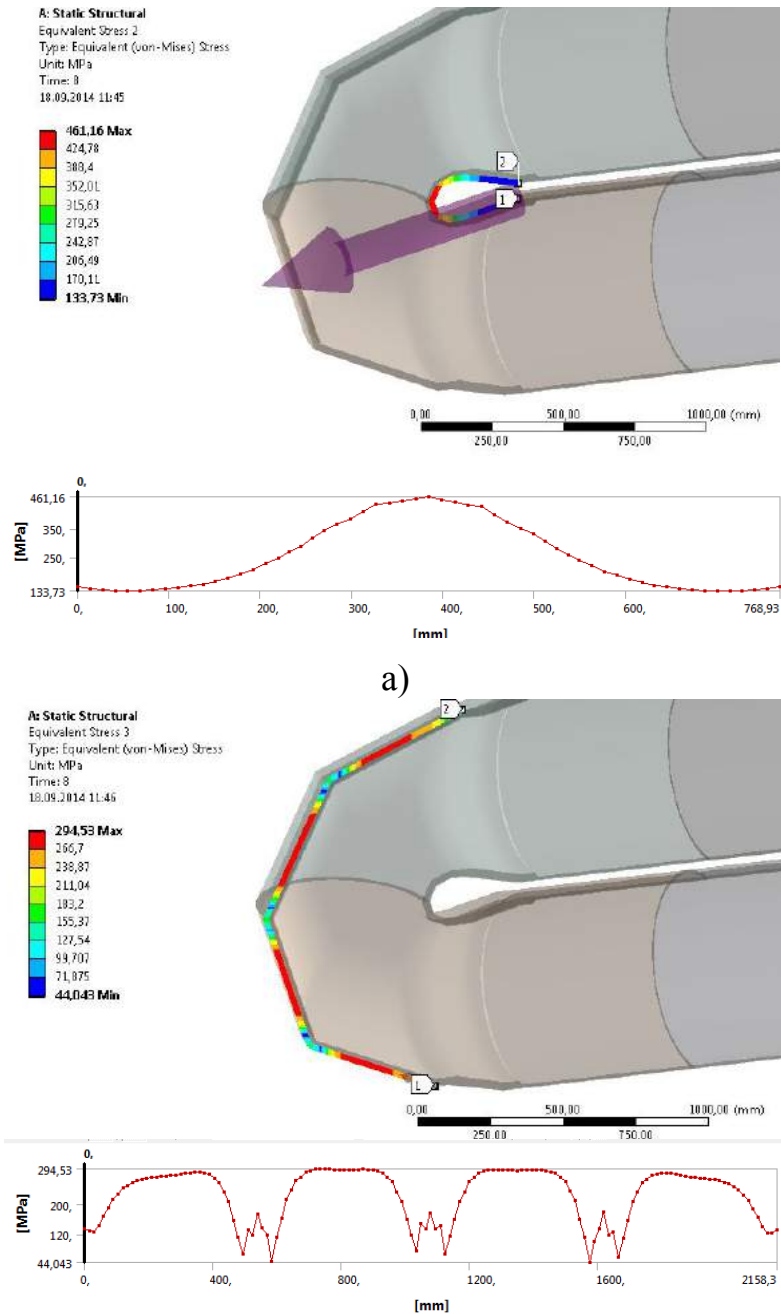


б)

Рисунок 4.15 – Розподіл сумарних деформацій (а) та напружень за Мізесом (б) у досліджуваній моделі ділянки рухомого трубопроводу

Аналізуючи результати проведених досліджень, необхідно відмітити наявність напружень підвищеного рівня на лінійних ділянках та по внутрішньому радіусі зони їх з'єднання. Зниження рівня напружень на лінійних ділянках є можливим завдяки використанню двошарової комбінованої конструкції [94]. Внутрішній шар її складають стандартні сталеві прямошовні труби, зовнішній – композиційний матеріал, виконаний кільцевим намотуванням волокнистого матеріалу перпендикулярно до поздовжнього шва. Така конструкція є рівномірною, тобто в ній одночасно вичерпуються параметри міцності металу та композиційного матеріалу, що сприяє зменшенню маси спеціальних ємностей.

Водночас зона з'єднання лінійних ділянок, а саме її напружено-деформований стан, потребує детального подальшого вивчення. З цією метою на рисунку 4.16 відображено результати досліджень для поверхонь зони з'єднання, що відповідають його внутрішньому та зовнішньому радіусу.



б)

а) – розподіл еквівалентних напружень по внутрішньому радіусу;

б) – розподіл еквівалентних напружень по зовнішньому радіусу

Рисунок 4.16 – Розподіл еквівалентних напружень у зоні з'єднання досліджуваної ділянки рухомого трубопроводу

З рисунка видно, що еквівалентні напруження в зоні з'єднання максимально заповненого рухомого трубопроводу по внутрішньому радіусу з'єднання є значно більшими, ніж по зовнішньому. Зважаючи на це та з врахуванням нестационарності температурних процесів, нами досліджено зміну еквівалентних напружень в процесі заповнення трубопроводу (рис. 4.17). Як видно, графіки розподілу еквівалентних напружень на різних етапах заповнення є практично симетричними. Винятком є графік, що відповідає першій годині заповнення.

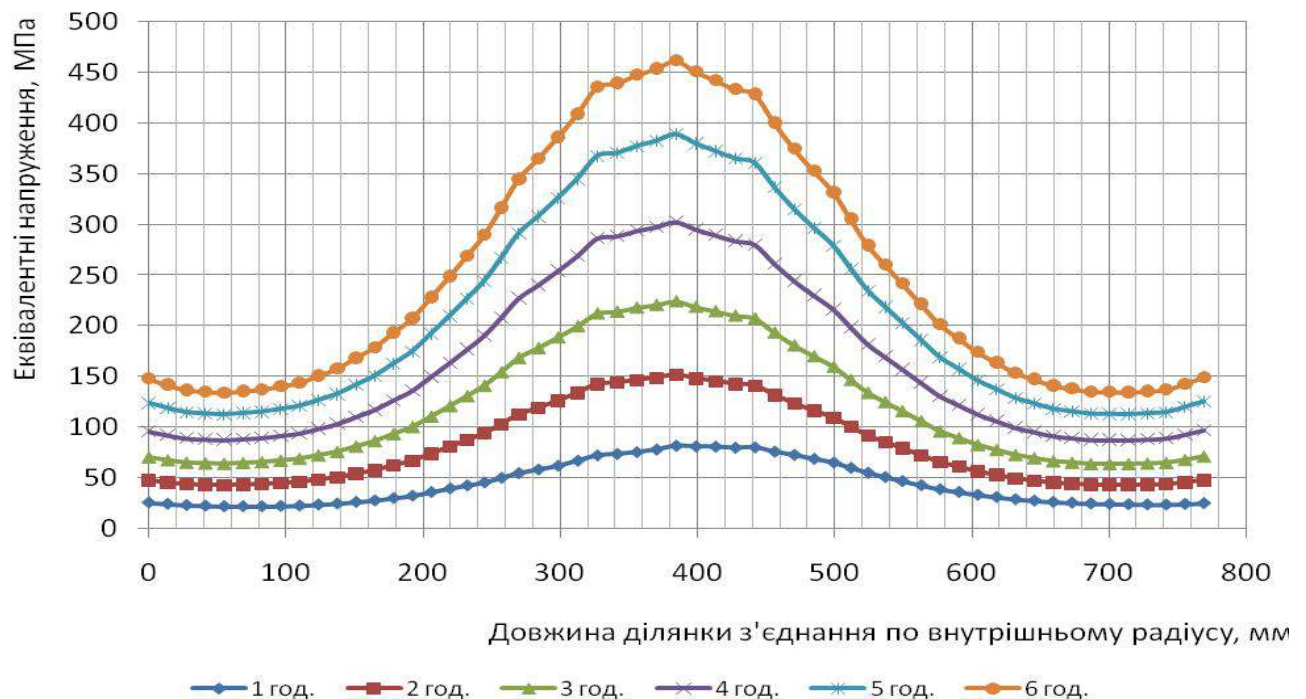
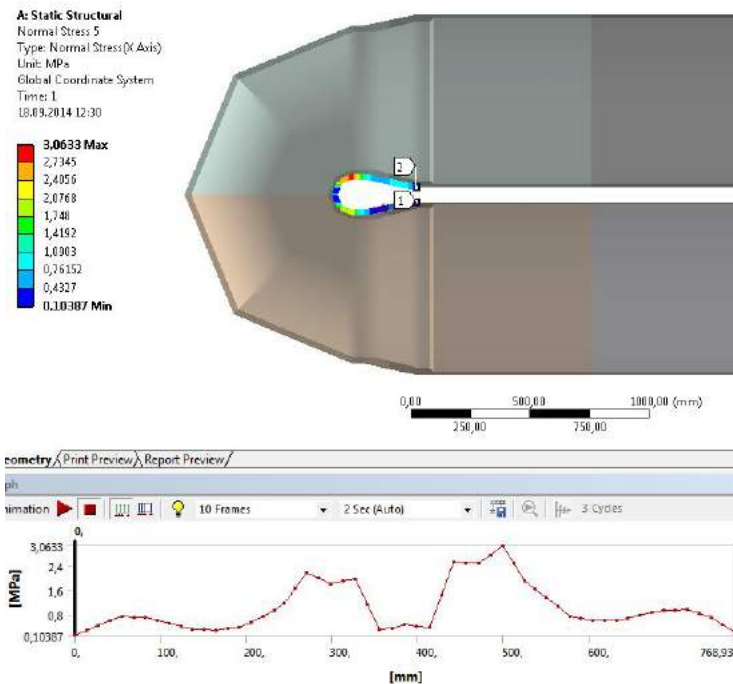


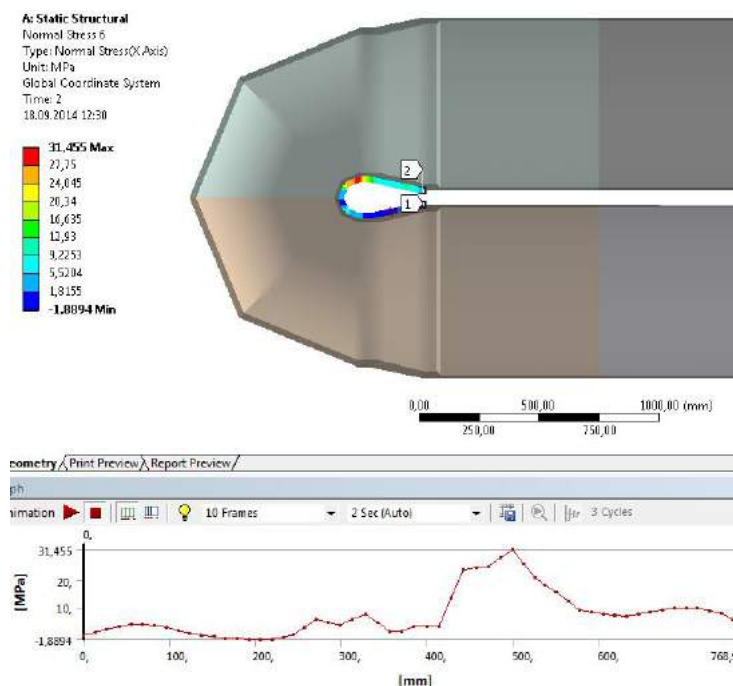
Рисунок 4.17 – Розподіл еквівалентних напружень по внутрішньому радіусу зони з'єднання досліджуваної ділянки рухомого трубопроводу в процесі його заповнення

Зважаючи на рівномірність розподілу тиску газу по довжині досліджуваної ділянки, попередній аналіз отриманих результатів підтверджує наявність впливу температурних процесів на напружено-деформований стан зони в початковий момент заповнення трубопроводу. Для детальної оцінки

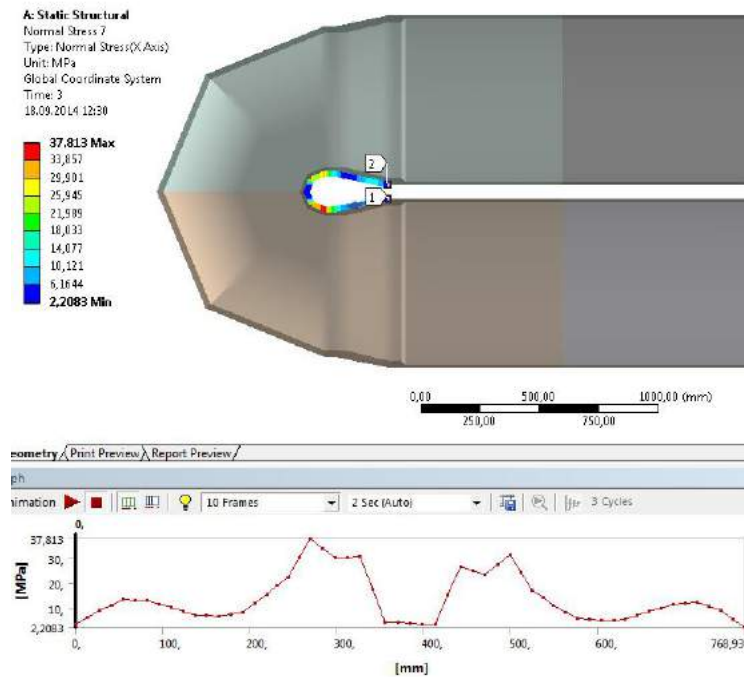
рівня їх впливу необхідними є дослідження зміни осьових напружень (вздовж осі X) на вказаному етапі заповнення. Отримані результати наведено на рисунку 4.18. Як видно із порівняння отриманих результатів, у початковий момент (рис. 4.18, а), після першої (рис. 4.18, б) та другої (рис. 4.18, в) годин заповнення осьові напруження зазнають суттєвих змін.



а)



б)



в)

а) – розподіл осьових напружень в початковий момент, б) – розподіл осьових напружень після першої години заповнення;

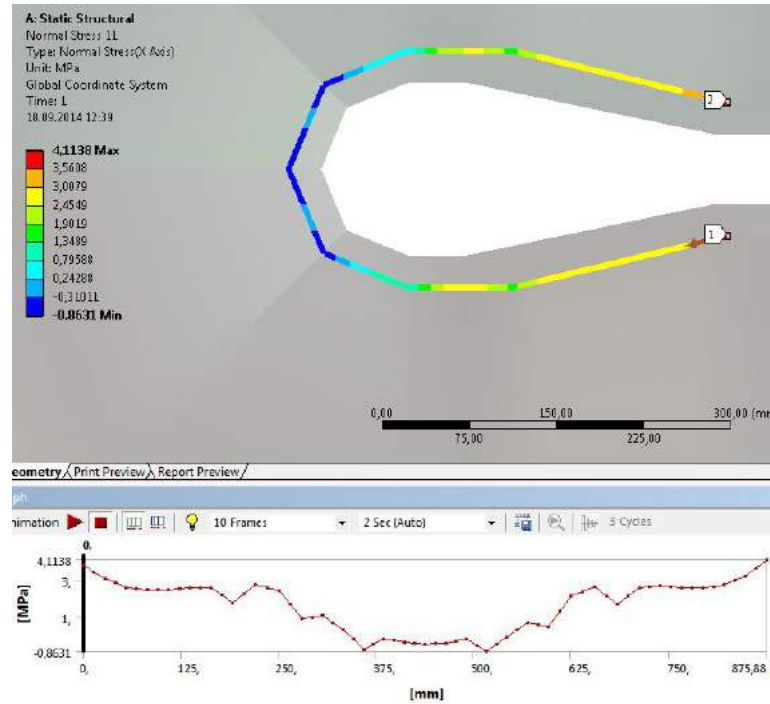
в) – розподіл осьових напружень після другої години заповнення

Рисунок 4.18 – Результати дослідження зміни осьових напружень по зовнішній поверхні стінки зони з'єднання досліджуваної ділянки

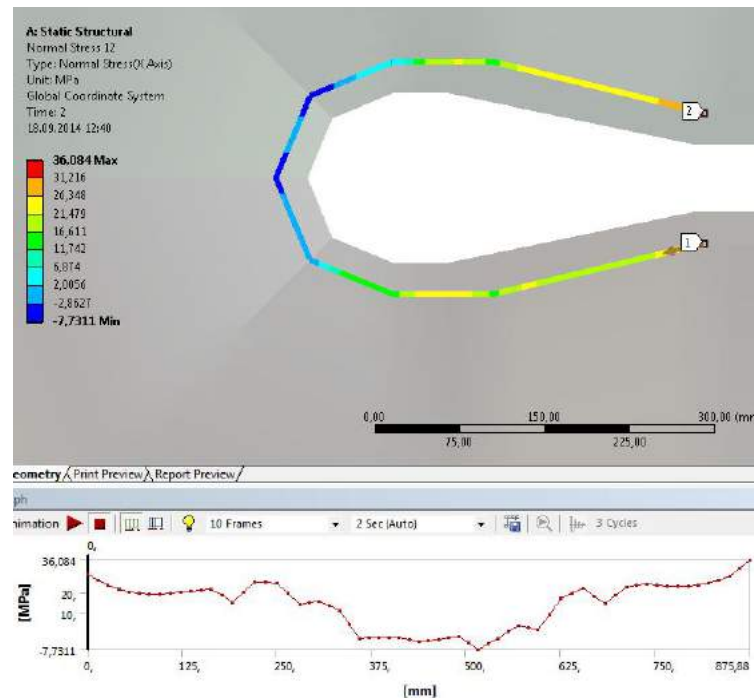
В початковий момент заповнення рівень напружень є незначним, а картина розподілу є певною мірою симетричною відносно середини досліджуваної ділянки і містить дві явно виражені зони максимуму. Після першої години заповнення картина розподілу характеризується тільки однією явно вираженою зоною максимуму. Надалі (після другої години заповнення) картина розподілу повертається практично до початкової форми, але абсолютні максимуми міняються місцями відносно середини досліджуваної ділянки. При цьому на першій годині заповнення значення максимуму зростає значно швидше, ніж на другій.

Оскільки наведені на рисунку 4.18 результати отримано для зовнішньої поверхні стінки зони з'єднання лінійних ділянок по внутрішньому її радіусу,

то для відтворення повної картини напружено-деформованого стану на рисунку 4.19 наведено аналогічні результати для внутрішньої поверхні стінки.



a)



б)



в)

а) – розподіл осьових напружень в початковий момент, б) – розподіл осьових напружень після першої години заповнення;

в) – розподіл осьових напружень після другої години заповнення

Рисунок 4.19 – Результати дослідження зміни осьових напружень по внутрішній поверхні стінки зони з'єднання досліджуваної ділянки рухомого трубопроводу

Проаналізувавши отримані результати, робимо висновок, що картина розподілу осьових напружень по внутрішній поверхні стінки характеризується абсолютною симетричністю відносно середини досліджуваної ділянки в початковий момент та після другої години заповнення рухомого трубопроводу. Щодо картини розподілу напружень після першої години заповнення, то вона містить мінімум в зоні, якій відповідає максимум на зовнішній поверхні стінки. Підсумовуючи отримані результати, можна стверджувати, що на початковому етапі заповнення рухомого трубопроводу зміна температури газу, яка при цьому характеризується найбільш вираженою нерівномірністю по його довжині,

зумовлює наявність місцевих короткочасних навантажень низького рівня в зоні з'єднання лінійних ділянок. Це, в свою чергу, вказує на необхідність оцінки міцності досліджуваних ділянок рухомого трубопроводу з врахуванням двочастотності процесу навантажування [104] або розроблення пропозицій щодо конструктивних змін у виконанні початкових ділянок вантажних систем, що виконуються у вигляді рухомих трубопроводів.

Висновки до розділу 4

1. Обґрунтовано доцільність використання при проектуванні рухомих трубопроводів спіральшовних труб з підвищеними міцнісними характеристиками, що сприяє зниженню їх масових характеристик. Отримано залежність рівня руйнівних тисків для прямолінійних ділянок від їх параметрів, способу виготовлення і механічних характеристик. Розглянуто можливість застосування трубних сталей класу міцності X100 і X120 згідно зі стандартом API для елементів рухомих трубопроводів.

2. За результатами досліджень перебігу процесів, які відбуваються в ємностях, виконаних у вигляді довгомірних труб, встановлено, що для умов їх заповнення в два етапи особливою нерівномірністю характеризується температура на перших трьох лінійних ділянках. Введення в дію компресора призводить до швидкого зростання температури газу на першій, а в подальшому, і на другій лінійній ділянці. Різниця температур посередині цих ділянок досягає 12°C. Характер нерівномірності за різних швидкостей реалізації процесу є практично аналогічним.

Для умов заповнення ємності з постійним використанням компресора особливо вираженою нерівномірністю температурні процеси характеризуються на початкових етапах. Максимальна різниця температур посередині суміжних ділянок сягає 6°C. З підвищенням тиску газу температурні процеси частково стабілізуються.

3. За результатами проведених досліджень напружено-деформованого стану зони з'єднання лінійних ділянок рухомого трубопроводу встановлено наявність циклу напружень низького рівня, зумовлених температурними процесами при його заповненні. Зважаючи на це, оцінку довговічності елементів рухомого трубопроводу потрібно здійснювати з врахуванням двочастотності процесу навантажування. Для комплексної оцінки навантажень, що діють на елементи рухомого трубопроводу за повний цикл його роботи, необхідні подальші дослідження зміни їх температури та, відповідно, напружено-деформованого стану в процесі розвантаження. Результати проведених досліджень також вказують на необхідність комплектування вхідних ділянок рухомих трубопроводів елементами пониженої жорсткості.

РОЗДІЛ 5

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ КОМБІНОВАНИХ КОНСТРУКЦІЙ З ВРАХУВАННЯМ ОСОБЛИВОСТЕЙ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Ефективність посудин високого тиску оцінюється масогабаритним показником. Використання композиційного матеріалу в комбінованих посудинах високого тиску із герметизуючою металевою оболонкою, дозволяє істотно покращити цей показник. Основною причиною, що обмежує його зростання в подібних конструкціях, є невідповідність граничних пружних деформацій металів і композитів. Характер розвитку сучасного матеріалознавства показує, що привести до оптимальної відповідності деформаційні характеристики металів і композитів, що використовуються в якості матеріалів для виготовлення комбінованих посудин високого тиску, на практиці не вдається: темпи зростання пружних деформацій навіть в нових металевих сплавах значно відрізняються від таких у композитах.

Щоб зменшити можливі ризики при розробленні проектів морських транспортних засобів, забезпечити їх працездатність та з метою пізнання процесів в конструкціях комбінованого типу необхідно дослідити властивості матеріалів, з яких вони виготовляються, і з'ясувати особливості їх експлуатації у складі конструкції.

5.1 Властивості та особливості поведінки композитних матеріалів, що використовуються при виготовленні комбінованих конструкцій

За результатами досліджень сталей, які використовують для виготовлення ємностей високого тиску різних типів, на сьогодні сформовано достатньо повний перелік їх властивостей.

Композиційний матеріал складається з високоміцного наповнювача, орієнтованого в певному напрямку, і зв'язуючого (матриці). При цьому він виступає як єдине структурне ціле і володіє властивостями, яких не мають його компоненти. Завдяки унікальному поєднанню фізико-механічних характеристик композити знаходять все ширше використання в машинобудуванні і, зокрема, в нафтогазовій промисловості.

Значного поширення набули матеріали з вуглецевими волокнами на основі епоксидних матриць (вуглепластики) і матеріали на основі вуглецевих графітизованих матриць, армованих волокнами вуглецю (“вуглець-вуглець”). Є перспективними композиційні матеріали зі скляними волокнами на основі епоксидних матриць (склопластики), які дещо поступаються за якістю вуглецевому волокну, але є значно дешевшими.

При використанні композиційних матеріалів необхідним є врахування їх макроскопічної неоднорідності. Механічні властивості композиту в основному визначаються властивостями армуючих волокон, міцність яких забезпечується полімерною матрицею і її адгезією до волокна, здатністю матриці розподіляти навантаження між волокнами та зберігати монолітність матеріалу [106]. Навантаження розтягу, прикладені до композитного матеріалу, передаються на волокна через матрицю. При цьому на поверхні розділу волокон і матриці виникають дотичні напруження. Руйнування композитів проходить шляхом “витягування” волокна із матриці у міру розвитку мікротріщини. Граничне значення дотичних навантажень залежить від адгезійної міцності контакту волокна і матриці. В результаті втрати такого контакту розтягу конструкції протидіють, в основному, її волокна.

Міцність композиційних матеріалів з однонаправленими волокнами визначають як

$$\sigma_k = \sigma_\epsilon \cdot V_\epsilon + \sigma_m \cdot (1 - V_\epsilon), \quad (5.1)$$

де σ_ϵ – границя міцності волокна, МПа;

V_g – об’ємна частка волокон у композитному матеріалі;

σ_m – границя міцності матриці, МПа.

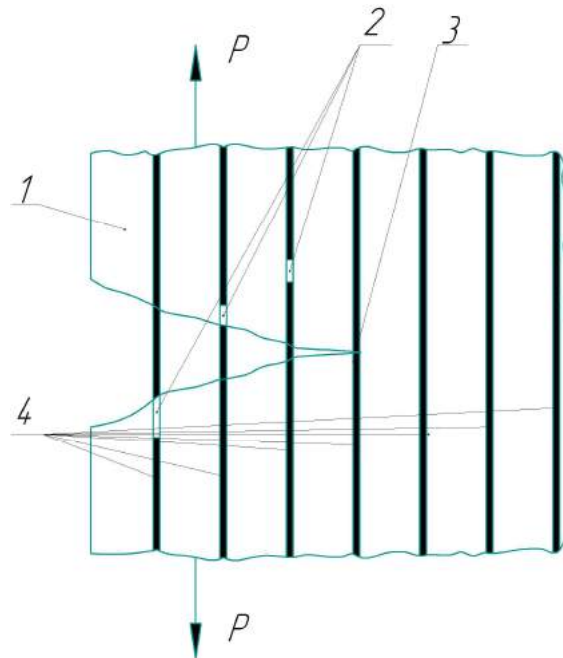
В реальних композиційних матеріалах значення V_g не перевищує 60%. Зниження міцності матеріалу зі збільшенням частки волокон пояснюється недосконалістю матричної фази при забезпеченні рівномірного перерозподілу робочого навантаження між матрицею і волокнами. Подальше підвищення міцності волокна не завжди зміцнює композит, що обумовлено характером його руйнування.

Механізм руйнування волокон характеризується зародженням мікродфектів в локальних об’ємах матриці і у самому волокні (так зване розтріскування) з їх подальшим накопиченням та в кінцевому результаті розшаруванням на межі “матриця – волокно”.

Після розриву першого волокна в структурі композиційного матеріалу конструкція не руйнується та продовжує виконувати свої функції. Навантаження через матрицю перерозподіляється між неушкодженими волокнами та частинами зруйнованого волокна. Відтак при подальшому навантажуванні конструкції волокна стають крихкими та поділяються на невеликі відрізки. Зруйновані волокна сприймають навантаження як дискретні волокна до того моменту, поки їх довжина не досягне критичного значення. В подальшому, вони почнуть “витягуватись” із матриці не руйнуючись (рис. 5.1). Міцність композиту визначатиметься міцністю адгезійного контакту на межі “волокно – матриця”.

Композиційні однонаправлені матеріали (як скляні, так і вуглецеві) забезпечують міцність тільки в одному напрямі – вздовж волокон. На відміну від повздовжньої міцності, яка визначається переважно міцністю волокон, поперечна міцність залежить від багатьох чинників, включаючи властивості волокон, матриці та межі розділу, пористості і внутрішніх напружень матеріалу. Поперечна міцність армованих пластиків зазвичай нижча міцності

матриці. На відміну від поперечного модуля, армування призводить до зниження поперечної міцності композиту.



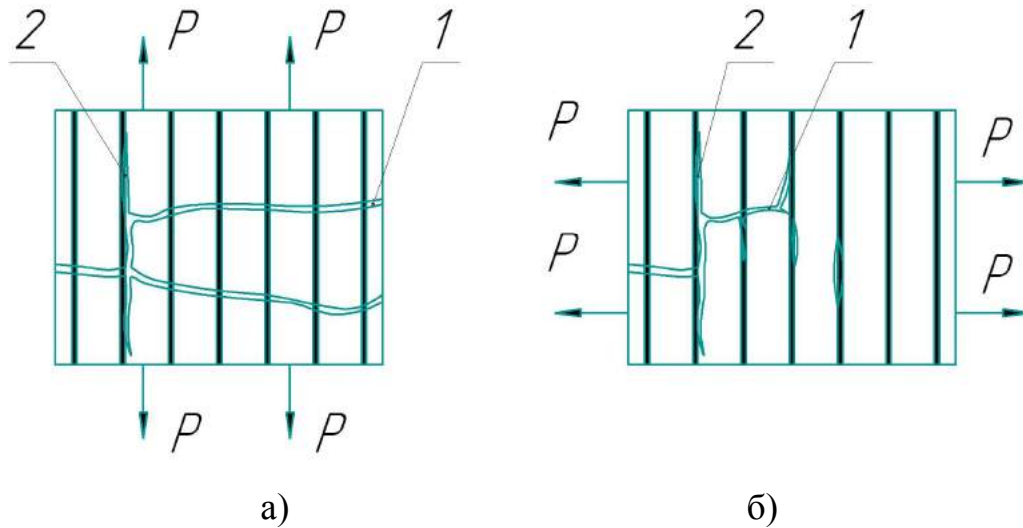
1 – матриця; 2 – зона руйнування волокон; 3 – зона розкриття тріщини;
4 – незруйновані волокна; P – навантаження розтягу

Рисунок 5.1 – Схема руйнування композиційного матеріалу

Дослідження процесу руйнування однонаправлених композиційних матеріалів показують, що зазвичай поперечні тріщини зароджуються в місцях, де волокна упаковані найщільніше і розвиваються на межі розділу “матриця-волокно” (рис. 5.2). Мікротріщини часто зароджуються перед магістральною тріщиною у вигляді відшарування волокон в місцях максимальних радіальних напружень розтягу в матриці. Інші механізми поперечного руйнування включають відшарування волокон, які передують міжмолекулярному руйнуванню матриці або волокон.

Характерною рисою композиційних матеріалів є їх опір втомному руйнуванню. В процесі циклічного навантажування простежити за

руйнуванням композиційних матеріалів надзвичайно складно [107]. Основним показником, за яким визначають наявність тріщин, є зміна коефіцієнта Пуассона [108].



а) – за повздовжнього розтягу; б) – за поперечного розтягу

1 – тріщина в матриці; 2 – тріщина відшарування; P – зусилля розтягу
Рисунок 5.2 – Схеми механізмів мікроруйнування в однонаправленому композиті

Втомна міцність однонаправлених композитів визначається властивостями матриці, а не волокон, особливо при їх видовженні в процесі руйнування. Поблизу точок розриву деформація матриці висока, що призводить до появи та подальшого поширення втомних тріщин. Мікротріщини можуть також виникати в областях розорієнтації волокон, місцях підвищеної концентрації матриці або поблизу пор. Їх ріст призводить до поступового відшарування волокон, в результаті чого вони перестають сприймати навантаження, що призводить до перевантаження сусідніх волокон та їх руйнування. Безпосередньо перед остаточним руйнуванням композиту матриця стає розщепленою та нагадує “щітку”. Швидкість процесу руйнування матриці залежить від амплітуди деформації. У випадку

жорстких волокон, деформація відносно низька, і втомне руйнування матриці проходить повільно. В результаті міцність композиційного матеріалу знижується не так швидко, як у випадку із менш жорсткими волокнами.

Зважаючи на анізотропність механічних властивостей композиційних матеріалів, яка визначається орієнтацією армуючих волокон, задану міцність матеріалу отримують шляхом орієнтування волокна наповнювача в напрямку дії основних зусиль. Саме такий підхід реалізується за умов виготовлення посудин високого тиску комбінованого типу (CNG-2), в яких герметична металева оболонка поєднується із силовою композитною.

Стосовно експлуатації таких посудин виявлено, що вже під час обов'язкових гідравлічних випробовувань в структурі композиційного матеріалу утворюються мікротріщини. Характерне потріскування чути за рівня напружень в матеріалі, набагато нижчих від руйнівних. В подальшому потріскування зникає. Таким чином, ознаки первинного потріскування композиту під навантаженням визначають нижній поріг тріщиноутворення. Оскільки внесок зв'язуючого матеріалу в загальну міцність композиційного підсилення становить не більше 3%, то на першому етапі процесу тріщиноутворення не призводять до помітного її зниження. Однак, при подальшій експлуатації під впливом багаторазових і циклічних навантажень тріщини можуть стати першопричиною зниження міцності і подальшого руйнування конструкції.

Необхідно також зауважити, що анізотропністю характеризуються не тільки механічні властивості композиційних матеріалів, а й інші фізичні властивості. Окрім того, фізичні властивості композитів відрізняються від властивостей металевої оболонки. Особливу увагу необхідно звернути на такі параметри, як коефіцієнт теплопровідності і коефіцієнт лінійного теплового розширення. Для порівняння властивостей композиційного матеріалу і металевої оболонки, що входять до складу конструкцій комбінованого типу, в таблиці 5.1 наведені орієнтовні діапазони їх значень.

Таблиця 5.1 – Фізичні властивості матеріалів конструкцій комбінованого типу [109]

Параметри	Склопластик	Сталь	Алюміній
Коефіцієнт теплопровідності k , Вт/(м·К)	0,3 - 0,35	46 - 58	140 - 190
Коефіцієнт лінійного теплового розширення α , 10^{-6} K^{-1} ;	5 - 14	11 - 14	22 - 23

Як бачимо, коефіцієнт теплопровідності матеріалів конструкцій комбінованого типу, а саме склопластику і сталі, більш як у стократ відрізняються один від одного. З огляду на зміну температури газу в процесі заповнення і спорожнення ємностей температура стінок металевої оболонки та композитного підсилення також зазнають змін. Низька теплопровідність склопластика та різні значення коефіцієнтів лінійного теплового розширення матеріалів елементів конструкції зумовлюють невідповідність їх температурних деформацій.

Необхідно також відзначити наявність широкого діапазону коефіцієнта лінійного теплового розширення склопластиків, що залежить від багатьох чинників: об'ємного вмісту волокон у композиті і їх напрямку, температури та ін.

Окрім того, залежність коефіцієнта лінійного теплового розширення композитів від температури не є монотонною: в інтервалі температур, близьких до температури склування T_c , спостерігається ефект “ями” (рис. 5.3, а) [110]. Цей ефект проявляється як при нагріванні, так і при охолодженні композиту. Слід зазначити, що подібний ефект виявлений при дослідженні різних поєднань армуючих волокон і матеріалів матриці.

Ефект “ями” пояснюється наявністю в композитах залишкових напружень, які виникають в процесі виготовлення. Ці напруження зумовлені попереднім натягом волокон і їх наступним розвантаженням після полімеризації. В результаті цього волокна залишаються частково

розтягнутими, в той час як полімерна матриця перебуває у стиснутому стані. При зміні температури композиту модуль пружності волокон практично не змінюється, а залежність модуля Юнга полімерної матриці від температури описується кривою, наведеною на рисунку 5.3, б. Це і зумовлює так званий ефект “ями”. Слід також зазначити, що зі збільшенням вмісту полімерної матриці глибина “ями” спочатку зростає, а потім виположується [110].

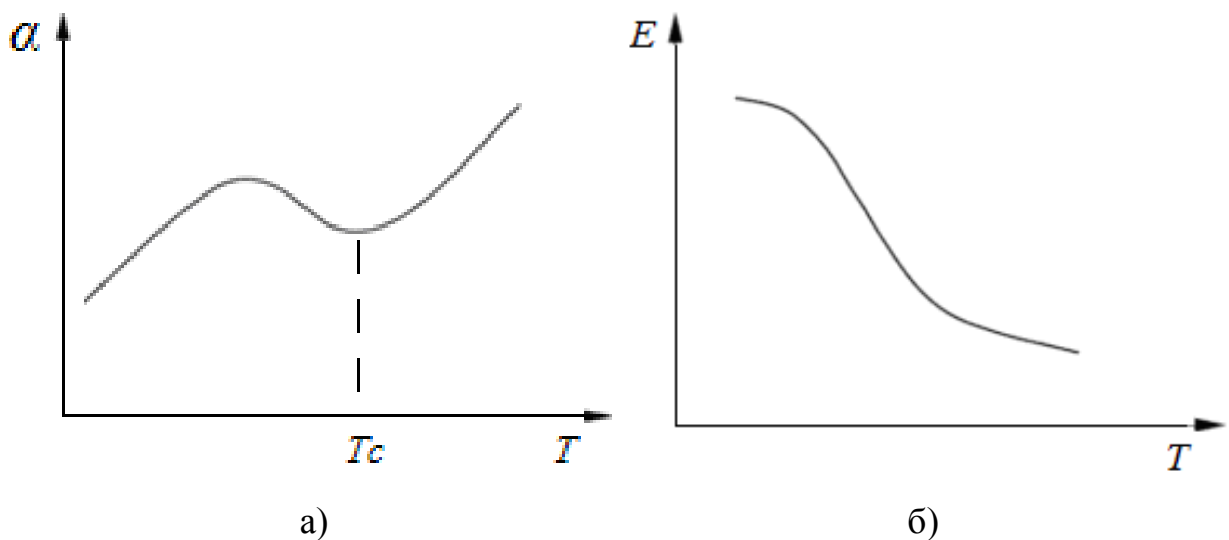
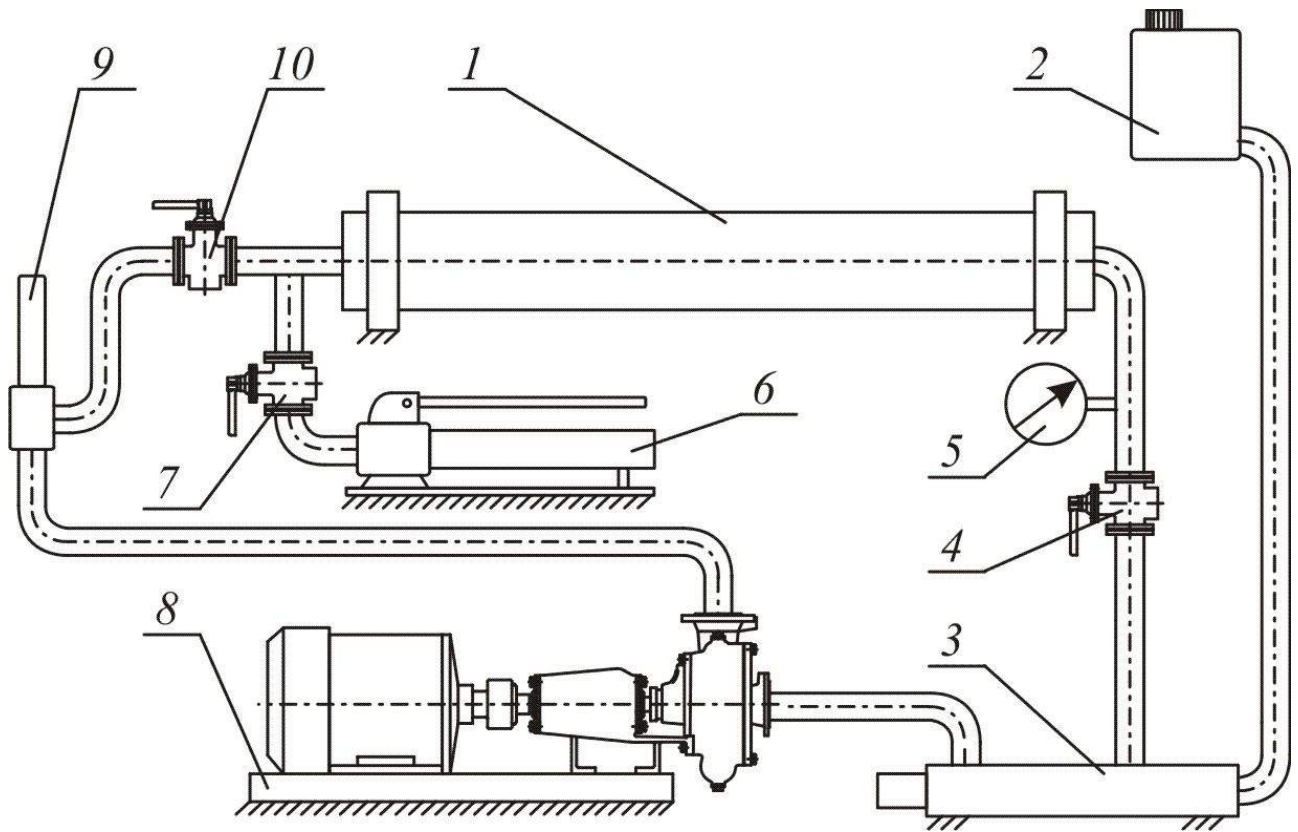


Рисунок 5.3 – Крива залежності коефіцієнта лінійного теплового розширення композитів (а) та модуля Юнга полімерної матриці (б) від температури

Для встановлення особливостей поведінки за експлуатаційних умов та порівняння властивостей композиційного матеріалу і металевої оболонки, що входять до складу конструкцій комбінованого типу, виготовлено модель лінійної ділянки рухомого трубопроводу та розроблено експериментальний стенд для проведення комплексу досліджень, схема якого зображена на рисунку 5.4, а окремі її елементи – на рисунку 5.5.

Конструкція стенда забезпечує можливість дослідження деформованого стану моделі в залежності від температури всередині ємності, внутрішнього тиску та спільної їх дії в різних поєднаннях (рис. 5.5).



1 – досліджуваний об’єкт; 2 – розширювальна ємність;

3 – електронагрівач; 4, 7, 10 – кран високого тиску; 5 – манометр;

6 – насос високого тиску; 8 – насосний агрегат; 9 – термометр

Рисунок 5.4 – Схема лабораторного стенда для фізичного моделювання впливу тиску та температури робочого середовища на особливості деформування комбінованих конструкцій

На першому етапі випробування досліджували особливості зміни деформованого стану моделі лінійної ділянки рухомого трубопроводу під дією температурних навантажень. З підвищенням температури середовища, що протікає у внутрішній порожнині моделі, зафіксовано видовження останньої в осьовому напрямку (рис. 5.6), що відповідає коефіцієнту лінійного теплового розширення $\alpha = 11,77 \cdot 10^{-6} K^{-1}$. Для порівняння слід зазначити, що згідно з довідковими даними коефіцієнт лінійного теплового

розширення сталі, використаної для виготовлення оболонки, становить $\alpha=12 \cdot 10^{-6} K^{-1}$ [111].



Рисунок 5.5 – Елементи лабораторного стенда

Для визначення коефіцієнта лінійного теплового розширення композитного підсилення перед проведенням кожного досліду та після нього (а саме в момент вирівнювання температури середовища всередині моделі і на її зовнішній поверхні) фіксували покази індикаторів переміщення в

радіальному напрямку (рис. 5.7). На основі отриманих результатів встановлено, що коефіцієнт лінійного теплового розширення склав $\alpha=6,027 \cdot 10^{-6} K^{-1}$.

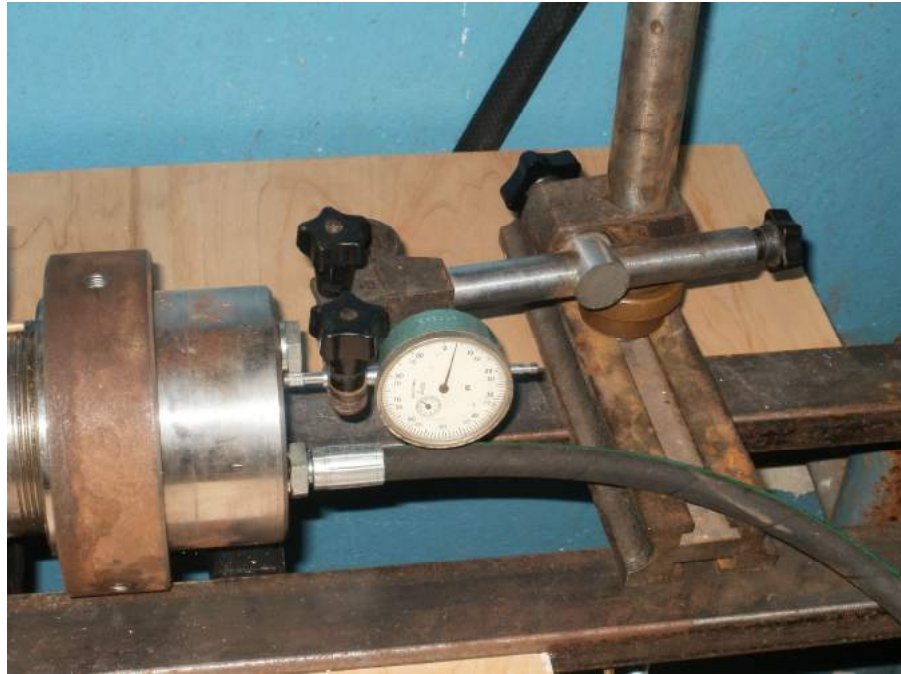


Рисунок 5.6 – Визначення осевого видовження моделі лінійної ділянки рухомого трубопроводу

Підтвердженням є той факт, що після двох десятків циклів температурних навантажень в інтервалі додатних температур та декількох знакозмінних циклів на поверхні композитного підсилення виявлено кільця темнішого кольору, які повторюються через певну відстань по всій довжині моделі (рис. 5.8). Це свідчить про утворення кільцевих тріщин в композиційному матеріалі, навіть за відсутності в ємності внутрішнього тиску. Причиною цього є згадувана вище відмінність температурних деформацій, зумовлена різними фізичними властивостями матеріалів.

Для підтвердження отриманих в ході попередніх досліджень результатів, здійснено аналіз стану композитного підсилення сталевго балону (CNG-2) після тривалої експлуатації. Як бачимо (рис. 5.9, а), на внутрішній поверхні композитного підсилення сформувались світлі та темні

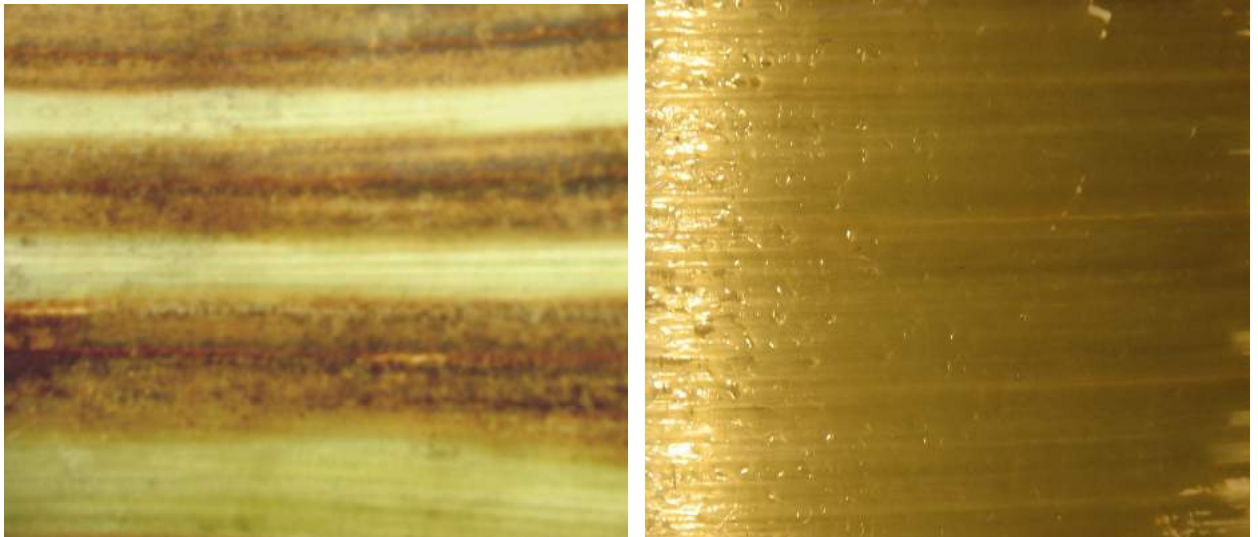
смуги. Світлі смуги, які є ділянками зчеплення основного і підсилюючого шарів, складають близько 30% від загальної довжини досліджуваного об'єкта. Посередині між ділянками зчеплення добре візуалізуються кільцеві тріщини, проникність яких зумовлює утворення темних смуг. На зовнішній поверхні теж проглядаються сліди від кільцевих тріщин (рис. 5.9, б).



Рисунок 5.7 – Визначення радіальної деформації моделі лінійної ділянки рухомого трубопроводу



Рисунок 5.8 – Поверхня композитного підсилення із кільцевими тріщинами



а)

б)

а) – внутрішня поверхня; б) – зовнішня поверхня

Рисунок 5.9 – Стан композитного підсилення сталевго балону після тривалої експлуатації:

Оскільки процес спорожнення ємності будь-якої конструкції супроводжується її охолодженням, на поверхні металевої оболонки в зонах під кільцевими тріщинами конденсується волога. Рівень пониження температури залежить від швидкості спорожнення ємності. За малих швидкостей спорожнення завдяки теплопровідності стінок та їх теплообміну з навколишнім середовищем пониження температури може бути доволі незначним. Однак за швидкостей випорожнення, що супроводжуються критичним витіканням газу, пониження температури може складати 60°C [112]. Тоді при спорожненні в зимовий період за температур навколишнього середовища нижче 0°C , кінцева температура ємності може виходити за межі діапазону її робочих температур. При цьому найнижчою температура буде за максимального пониження тиску газу в ємності. За таких умов визначальним чинником у формуванні напружено-деформованого стану ємності комбінованого типу є температурне навантаження. Максимальне зниження температури сталевго оболонки при мінімальному значенні внутрішнього

тиску може призвести до розширення згадуваних вище площин ковзання або, ймовірно, і повного відшарування елементів комбінованої конструкції.

В будь-якому випадку наявність зазору між елементами конструкції і потрапляння вологи на поверхню сталеві оболонки зумовлюватимуть її корозійне пошкодження. Цей факт потребує додаткової уваги при проектуванні та експлуатації ємностей комбінованого типу, призначених для монтажу на морських транспортних засобах.

5.2 Дослідження особливостей деформування герметизуючих і силових оболонок комбінованих посудин високого тиску

У більшості робіт за темою “комбіновані оболонки” дослідники розглядають проблему, пов’язану з вирішенням та оптимізацією завдання спільного деформування металевих і композитних оболонок. Важливість даної проблеми зумовлена не тільки істотною відмінністю між фізико-механічними властивостями металів і композиційних матеріалів, але й видом їх деформування: пружно-пластичне у металі і пружне (або пружне із змінними параметрами пружності) у композитів.

Найчастіше вирішувати дану проблему пропонують шляхом зменшення конструктивної жорсткості герметизуючої оболонки.

Відомі також технологічні методи підвищення загальної пружної деформації металевих оболонок, в основі яких лежить використання області стискаючих пружних деформацій. Основна мета цих методів – забезпечити перерозподіл залишкових напружень між оболонками. При цьому для металеві оболонки за умов відсутності внутрішнього тиску характерними є напруження стискання.

Не зважаючи на різноманітність пропозицій використання як конструктивних, так і технологічних методів, в промислових конструкціях

підвищення діапазону пружних деформацій є вельми обмежене через технічну складність реалізації.

Тому основною конструктивною схемою виконання комбінованих посудин є традиційна двооболонкова схема, а для керування полем залишкових технологічних деформацій використовується силовий спосіб, який реалізується шляхом попереднього натягу армуючих волокон.

Зважаючи на це, необхідним є подальше дослідження особливостей спільного деформування герметизуючих і силових оболонок комбінованих посудин високого тиску в процесі їх експлуатації.

На сьогодні в основу проектування металокомпозитних балонів закладається критерій рівномірності конструкції [113]. У відповідності з даним критерієм коефіцієнт запасу міцності корпусу балона приймається однаковим (не меншим 2,6 по відношенню до величини робочого тиску) як для циліндричної частини балона, так і для днищевих частин, що обумовлює майже одночасне їх руйнування [114]. При цьому, як показали результати досліджень, руйнування циліндричної частини балона відбувається зазвичай уздовж його твірної. До утворення уламків схильні його днищеві частини.

За результатами зовнішнього огляду балонів типу CNG-2, для композитного підсилення характерна наявність кільцевих тріщин. Такі тріщини, як вже зазначалось, не впливають на міцність композиту, але пропускають вологу до сталеві оболонки. Внаслідок цього на поверхні сталеві оболонки в околі тріщин утворюються доволі широкі, у порівнянні із їх розмірами, ділянки з поверхневою корозією [13]. Про це свідчить і стан внутрішньої поверхні композитного покриття балона високого тиску (рис. 5.9, а), що був зруйнований через тривалий час після випробування його на циклічну довговічність.

Стосовно особливостей конструкції ємностей комбінованого типу, слід нагадати, що між лейнером і композитним підсиленням створюються попередні напруження. Наявність темних смуг на композитному підсиленні

свідчить про можливість потрапляння вологи у ці зони. Тож постає питання існування початкових напружень між оболонками в процесі експлуатації емностей.

В роботі [115] початкові напруження σ_0^k у композитному підсиленні, створені попереднім натягом ровінгу в напрямку осі волокон матеріалу, визначаються за формулою

$$\sigma_0^k = k \cdot \sigma_{np}, \quad (5.2)$$

де σ_{np} – напруження в технологічній стрічці в ході намотування;

$$k = \frac{1}{\sqrt{1 + E_1 \cdot h_k / E \cdot h_m}} \quad \text{– коефіцієнт послаблення напружень в}$$

технологічній стрічці після укладання її на металевий корпус, де

E_1, E – відповідно модуль пружності композиту вздовж волокон та металу лейнера;

h_k, h_m – товщина композитного підсилення та металевого лейнера.

В свою чергу, напруження в технологічній стрічці σ_{np} визначаються як

$$\sigma_{np} = \frac{T_0 \cdot \gamma \cdot H_0 \cdot 10^3}{M}, \quad (5.3)$$

де T_0 – зусилля натягу при намотуванні з двох бобін;

γ – об'ємна щільність скла;

H_0 – об'ємний критерій компоновки;

M – лінійна щільність ровінгу.

Початкові кільцеві напруження в металевому лейнері, створені попереднім натягом ровінгу під час намотування, за відсутності

внутрішнього тиску пов'язані із початковими напруженнями σ_0^k у композитному підсиленні залежністю

$$\sigma_{\beta 0}^m = -\sigma_0^k \cdot \frac{h_k}{h_m}. \quad (5.4)$$

За таких початкових умов абсолютна діаметральна деформація металевго лейнера і композитного підсилення відповідно визначиться як

$$\Delta d_m = \frac{\sigma_{\beta 0}^m \cdot d_m^c}{E}; \quad \Delta d_k = \frac{\sigma_0^k \cdot d_k^c}{E_1}, \quad (5.5)$$

де $d_m^c = D + h_m$, $d_k^c = D + 2 \cdot h_m + h_k$, D – внутрішній діаметр металевго лейнера.

Таким чином, після формування композитного підсилення циліндричну частину балона комбінованого типу можна розглядати як з'єднання з натягом, значення якого рівне

$$\delta = \Delta d_k - \Delta d_m. \quad (5.6)$$

При цьому приймається, що діаметральна деформація металевго лейнера є такою, що не суттєво впливає на зміну його середнього діаметра.

Зовнішній діаметр металевго лейнера до нанесення композитного підсилення визначається як $d_m^3 = D + 2 \cdot h_m$, а внутрішній діаметр композитного підсилення за умов відсутності початкових напружень, зумовлених його контактуванням з лейнером, – $d_k^6 = d_{km} - \Delta d_k$, де $d_{km} = d_m^3 - \Delta d_m$ – діаметр поверхні контакту металевго лейнера та композитного підсилення за температури, що відповідає умовам намотування.

Як зазначалось у [30], експлуатація ємностей, призначених для транспортування стиснутого природного газу, передбачає зміну температури їх матеріалу як внаслідок зміни температури навколишнього середовища, так і зміни температури газу в процесі його завантаження та розвантаження. Зважаючи на те, що згідно з [13] кільцеві тріщини в композитному підсиленні утворюються під дією коливань температури навіть за відсутності навантажень внутрішнім тиском, доцільним є встановлення величини зміни температури матеріалу ємності, яка може призвести до відсутності натягу між металевим лейнером і композитним підсиленням.

Приймаючи до уваги закон Гука, додавши до деформацій, зумовлених напруженнями, температурні деформації, для циліндричної оболонки отримаємо:

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{\sigma_{\beta}}{E} + \alpha \cdot \Delta T, \quad (5.7)$$

де σ_{β} – колові напруження;

E – модуль пружності;

α – коефіцієнт лінійного теплового розширення;

ΔT – зміна температури.

В свою чергу, відносна деформація становить

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{\Delta d}{d}, \quad (5.8)$$

де Δd – діаметральна деформація циліндричної оболонки діаметром d .

При зміні температури циліндричної частини ємності комбінованого типу натяг між металевим лейнером і композитним підсиленням за умов відсутності внутрішнього тиску з врахуванням залежностей (5.6), (5.7), (5.8) визначатиметься як

$$\delta = \frac{\sigma_0^{\kappa} \cdot d_{\kappa}^c}{E_1} - \alpha_{\kappa} \cdot \Delta T \cdot d_{\kappa}^{\beta} - \frac{\sigma_{\beta 0}^m \cdot d_m^c}{E} + \alpha_m \cdot \Delta T \cdot d_m^{\beta}, \quad (5.9)$$

де $\alpha_{\kappa}, \alpha_m$ – коефіцієнт лінійного теплового розширення композиту вздовж волокон та металу лейнера.

Для нашого випадку досліджуваним є стан відсутності натягу між частинами ємності, який реалізується вже за умов, коли $\delta = 0$. Для цього зміна температури повинна становити

$$\Delta T = \frac{\frac{\sigma_0^{\kappa} \cdot d_{\kappa}^c}{E_1} - \frac{\sigma_{\beta 0}^m \cdot d_m^c}{E}}{\alpha_{\kappa} \cdot d_{\kappa}^{\beta} - \alpha_m \cdot d_m^{\beta}}. \quad (5.10)$$

У наведеному виразі параметром, значення якого можуть змінюватися в доволі широкому діапазоні і залежать від ряду чинників, є коефіцієнт лінійного теплового розширення композитного підсилення (α_{κ}). Він може змінюватися в діапазоні від $5 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ до $10 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$. Окремі джерела свідчать, що мінімальне його значення може сягати $2 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ [116]. Зважаючи на це, для ємності комбінованого типу з параметрами, вказаними в [115] ($D = 0,205 \text{ м}$, $h_m = 3,15 \text{ мм}$, $h_{\kappa} = 2,8 \text{ мм}$), прийнявши, що коефіцієнт лінійного теплового розширення металевого лейнера становить $12 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ [111], встановлено значення зміни температури, що призводить до втрати натягу, для вказаного діапазону значень коефіцієнта лінійного теплового розширення композитного підсилення (рис. 5.10).

Не зважаючи на те, що в ході досліджень не врахований вплив тиску на напружено-деформований стан ємності комбінованого типу, можна стверджувати, що натяг між елементами конструкції за умов дотримання технології її виготовлення повинен існувати в усьому діапазоні робочих

температур. Наявність внутрішнього тиску газу тільки сприятиме його збільшенню.

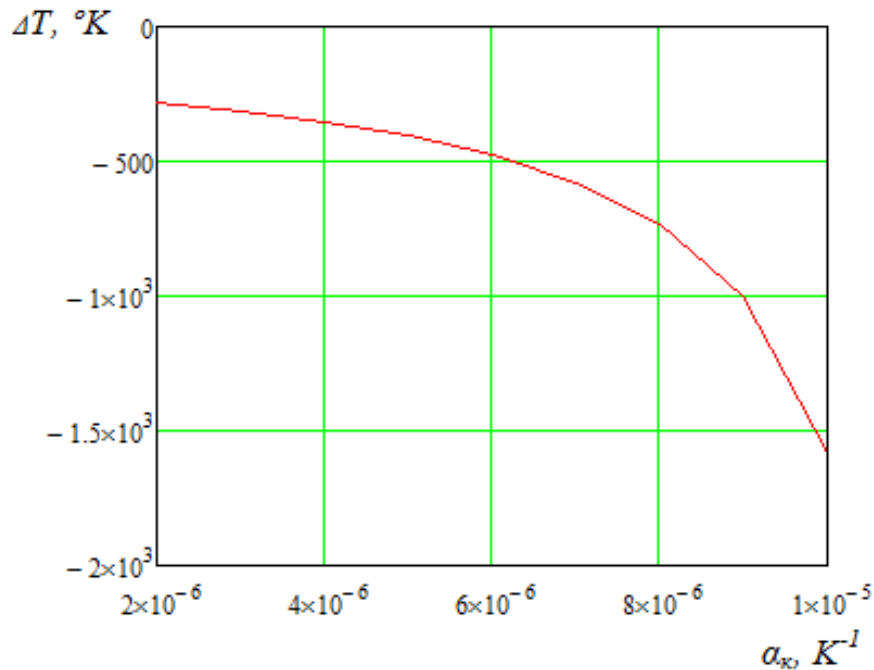


Рисунок 5.10 – Зміна температури, що призводить до втрати натягу між елементами ємності комбінованого типу

Попередньо аналізуючи наведені вище результати та особливості напружено-деформованого стану ємностей комбінованого типу слід зауважити, що можливими причинами утворення як кільцевих тріщин, так і темних смуг на внутрішній поверхні композитного підсилення є його місцеве руйнування. Руйнування настає за умов виникнення руйнівних напружень в композитному підсиленні, а саме в напрямку, перпендикулярному до армуючих волокон. З метою підтвердження або спростування наших міркувань скористаємося методом розрахунку металокомпозитного балона, запропонованим авторами [117]. При цьому внесемо корективи, зумовлені конструктивними особливостями балонів типу CNG-2.

Із рівнянь рівноваги елемента двошарової циліндричної оболонки (рис. 5.11) за умов дії внутрішнього тиску отримаємо

$$N_{\alpha} = \frac{pR}{2}; \quad (5.11)$$

$$N_{\beta} = pR. \quad (5.12)$$

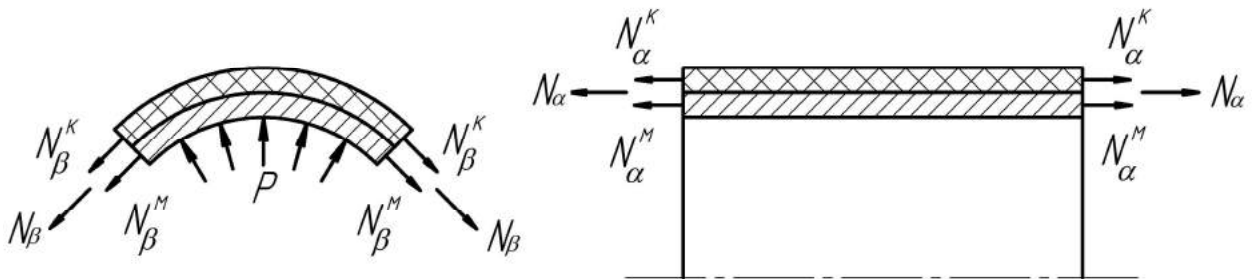


Рисунок 5.11 – Розрахункова схема визначення осьових і колових зусиль в елементі двохарової циліндричної оболонки

Сумарні осьові (N_{α}) і колові (N_{β}) зусилля можна подати у наступному вигляді:

$$N_{\alpha} = N_{\alpha}^M + N_{\alpha}^K; \quad (5.13)$$

$$N_{\beta} = N_{\beta}^M + N_{\beta}^K, \quad (5.14)$$

де $N_{\alpha}^M, N_{\beta}^M$ і $N_{\alpha}^K, N_{\beta}^K$ – зусилля в металевому лейнері і композитній оболонці.

Для металевого лейнера

$$N_{\alpha}^M = \sigma_{\alpha} \cdot h_m; \quad (5.15)$$

$$N_{\beta}^M = \sigma_{\beta} \cdot h_m. \quad (5.16)$$

Беручи до уваги закон Гука для ізотропного тіла

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{1}{E} \cdot (\sigma_{\alpha} - \nu \cdot \sigma_{\beta}); \quad (5.17)$$

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{1}{E} \cdot (\sigma_{\beta} - \nu \cdot \sigma_{\alpha}), \quad (5.18)$$

який у зворотній формі має вигляд

$$\sigma_{\alpha} = \bar{E} \cdot (\varepsilon_{\alpha} + \nu \cdot \varepsilon_{\beta}); \quad (5.19)$$

$$\sigma_{\beta} = \bar{E} \cdot (\varepsilon_{\beta} + \nu \cdot \varepsilon_{\alpha}), \quad (5.20)$$

де $\bar{E} = \frac{E}{1-\nu^2}$, зусилля у металевому лейнері визначаємо як:

$$N_{\alpha}^m = \bar{E} \cdot h_m \cdot (\varepsilon_{\alpha} + \nu \cdot \varepsilon_{\beta}); \quad (5.21)$$

$$N_{\beta}^m = \bar{E} \cdot h_m \cdot (\varepsilon_{\beta} + \nu \cdot \varepsilon_{\alpha}), \quad (5.22)$$

де ν – коефіцієнт Пуассона.

Для композитної оболонки з врахуванням припущень (5.15), (5.16) і (5.19), (5.20) зв'язок зусиль N_{α}^k і N_{β}^k з осьовими (ε_{α}) і коловими (ε_{β}) деформаціями на основі узагальненого закону Гука має вигляд [118]:

$$N_{\alpha}^k = B_{11}^k \cdot \varepsilon_{\alpha} + B_{12}^k \cdot \varepsilon_{\beta}; \quad (5.23)$$

$$N_{\beta}^k = B_{12}^k \cdot \varepsilon_{\alpha} + B_{22}^k \cdot \varepsilon_{\beta}, \quad (5.24)$$

де коефіцієнти жорсткості для випадку однонаправленого композиту набудуть вигляду:

$$B_{11}^k = h_k \cdot \bar{E}_2; \quad (5.25)$$

$$B_{12}^{\kappa} = h_{\kappa} \cdot \bar{E}_1 \cdot \nu_{12}; \quad (5.26)$$

$$B_{22}^{\kappa} = h_{\kappa} \cdot \bar{E}_1. \quad (5.27)$$

Тут

$$\bar{E}_1 = \frac{E_1}{1 - \nu_{12} \cdot \nu_{21}}, \quad (5.28)$$

$$\bar{E}_2 = \frac{E_2}{1 - \nu_{12} \cdot \nu_{21}}, \quad (5.29)$$

$$E_1 \cdot \nu_{12} = E_2 \cdot \nu_{21}, \quad (5.30)$$

де E_2 – модуль пружності композиту в поперечному напрямку.

Підставивши (5.21), (5.22) і (5.23), (5.24) у рівняння (5.13), (5.14) отримаємо:

$$N_{\alpha} = B_{11}^e \cdot \varepsilon_{\alpha} + B_{12}^e \cdot \varepsilon_{\beta}; \quad (5.31)$$

$$N_{\beta} = B_{12}^e \cdot \varepsilon_{\alpha} + B_{22}^e \cdot \varepsilon_{\beta}, \quad (5.32)$$

де коефіцієнти жорсткості:

$$B_{11}^e = \bar{E} \cdot h_m + B_{11}^{\kappa}; \quad (5.33)$$

$$B_{12}^e = \nu \cdot \bar{E} \cdot h_m + B_{12}^{\kappa}; \quad (5.34)$$

$$B_{22}^e = \bar{E} \cdot h_m + B_{22}^{\kappa}, \quad (5.35)$$

або з врахуванням (5.25), (5.26), (5.27):

$$B_{11}^e = \bar{E} \cdot h_m + h_{\kappa} \cdot \bar{E}_2; \quad (5.36)$$

$$B_{12}^e = \nu \cdot \bar{E} \cdot h_m + h_{\kappa} \cdot \bar{E}_1 \cdot \nu_{12}; \quad (5.37)$$

$$B_{22}^e = \bar{E} \cdot h_m + h_{\kappa} \cdot \bar{E}_1, \quad (5.38)$$

Спільно розв'язуючи рівняння (5.31), (5.32), визначаємо деформації ε_α^e і ε_β^e на поверхні контакту композитної оболонки і металевого лейнера:

$$\varepsilon_\alpha^e = \frac{1}{B_e} \cdot (B_{22}^e \cdot N_\alpha - B_{12}^e \cdot N_\beta); \quad (5.39)$$

$$\varepsilon_\beta^e = \frac{1}{B_e} \cdot (B_{11}^e \cdot N_\beta - B_{12}^e \cdot N_\alpha), \quad (5.40)$$

де

$$B_e = B_{11}^e \cdot B_{22}^e - (B_{12}^e)^2. \quad (5.41)$$

Оскільки на даному етапі нас цікавить питання руйнування композитного підсилення в напрямку, перпендикулярному до армуючих волокон, то осьові напруження в ньому визначатимуться як:

$$\begin{aligned} \sigma_\alpha^\kappa &= \frac{N_\alpha^\kappa}{h_\kappa} = \frac{1}{h_\kappa} (B_{11}^\kappa \cdot \varepsilon_\alpha^e + B_{12}^\kappa \cdot \varepsilon_\beta^e) = \\ &= \bar{E}_2 \cdot \left(\frac{1}{B_e} \cdot (B_{22}^e \cdot N_\alpha - B_{12}^e \cdot N_\beta) \right) + \bar{E}_1 \cdot \nu_{12} \cdot \left(\frac{1}{B_e} \cdot (B_{11}^e \cdot N_\beta - B_{12}^e \cdot N_\alpha) \right). \end{aligned} \quad (5.42)$$

Скориставшись виразом (5.42), для ємності з наведеними вище геометричними параметрами та властивостями матеріалу лейнера і композитного підсилення згідно з [115, 116], отримано залежність осьових напружень в композитному підсиленні від внутрішнього тиску (рис. 5.12).

Оскільки міцність однонаправлених композитів зі скляними волокнами на основі епоксидних матриць як в напрямку вздовж, так і впоперек волокон залежить від багатьох чинників і коливається в певному діапазоні, то на наведеній на рисунку 5.12 залежності виділено проміжок, що відповідає міцності композитів у поперечному напрямку до волокон (35-60 МПа). Як бачимо, руйнування, а, отже, і утворення кільцевих тріщин, є ймовірним вже

при тиску в балоні, рівному 11 МПа. Подальше зростання тиску зумовлює збільшення відносної деформації ε_{α}^e на поверхні контакту композитної оболонки і металевого лейнера. Вважаючи, що після утворення кільцевих тріщин попередній натяг між композитним підсиленням та лейнером залишається незмінним, очевидним є наступне пошкодження внутрішнього шару композиту на ділянках, де дотичні напруження сягатимуть руйнівних значень.

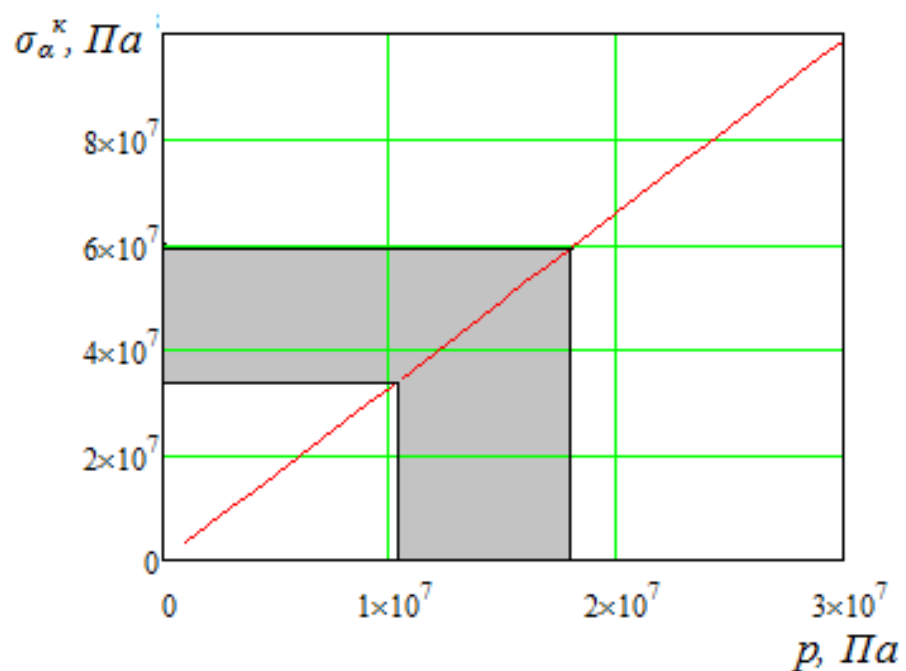


Рисунок 5.12 – Залежність осевих напружень в композитному підсиленні від внутрішнього тиску

Зважаючи на те, що після виготовлення всі балони підлягають випробуванню півторакратним робочим тиском (не менше 30 МПа) [119], вже на етапі введення в експлуатацію в кожному із них присутні ділянки, яким характерне мікропошкодження внутрішнього шару композиту. Таке пошкодження, ймовірно, призводить до зміни початкових кільцевих напружень в металевому лейнері. Як наслідок, в балоні типу CNG-2

створюються передумови виникнення ділянок з різними початковими напруженнями. За умов багаторазового навантажування балона внутрішнім тиском наявність таких ділянок вноситиме зміни в напружено-деформований стан металевго лейнера. Оцінити рівень цих змін є можливим шляхом порівняння профілю зовнішньої поверхні металевго лейнера за умов відсутності та наявності внутрішнього тиску.

5.3 Дослідження напружено-деформованого стану елементів комбінованих посудин високого тиску

Одним з недоліків конструкцій довгомірних бандажованих виробів, що працюють в умовах сприйняття змінного внутрішнього тиску та перепаду температур і складені із різнорідних матеріалів (наприклад, балонів типу CNG-2), є невідповідність їх деформаційних характеристик. Через наявність у посудинах, що працюють під тиском, осьових деформацій, для балонів типу CNG-2 має місце руйнування однонаправленого композитного матеріалу. Як вже зазначалось вище, утворені при цьому тріщини не впливають на міцність композитного підсилення загалом, але, ймовірно, змінюють напружено-деформований стан елементів конструкцій.

Зважаючи на це, дослідження напружено-деформованого стану елементів конструкцій, аналогічних до конструкції балону типу CNG-2, є, без сумніву, необхідним. Особливої актуальності це питання набуває з огляду на те, що в області кільцевих тріщин бандажу спостерігається утворення площин ковзання. Наявність вологи, контактування з повітрям призводять до корозійного пошкодження металевго оболонки. Всі ці чинники сприяють зношуванню контактуючих поверхонь, що, зрештою, змінює умови контакту між ними.

Загалом питання, пов'язані з можливими конфігураціями зон контакту бандажу із циліндричною оболонкою, розглянуті в роботах [120, 121]. Також

результати дослідження характеру контактної взаємодії циліндричної оболонки з жорстким бандажем висвітлені у [122]. Вивченню схем контактної взаємодії циліндричної оболонки з бандажем саме із композитного матеріалу присвячені дослідження, результати яких наведені в [123]. Оскільки бандажування композитними матеріалами є одним з сучасних способів ремонту магістральних газопроводів, авторами вказаної роботи для конкретних параметрів з'єднання визначено критичні довжини бандажу і виконано аналіз напружено-деформованого стану для циліндричної оболонки з бандажем із ортотропного матеріалу. Беручи до уваги факт утворення в композитному підсиленні балона кільцевих тріщин, підсилюючи композитну оболонку необхідно розглядати як сукупність бандажів невеликої довжини. Тому необхідним є дослідження взаємодії з металевією циліндричною оболонкою не одного композитного бандажу, а їх сукупності.

Таким чином, метою досліджень на даному етапі є оцінка впливу змін умов контактування металевієї циліндричної оболонки з композитним підсиленням, зумовлених втратою його цілісності, на особливості формування картини напружено-деформованого стану елементів конструкції.

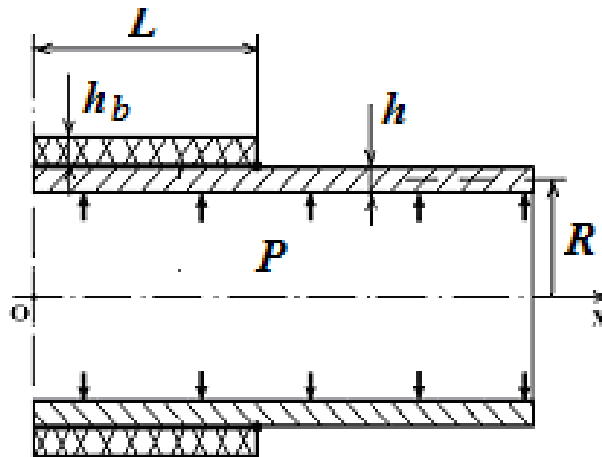
Для вирішення багатьох завдань, які постають перед дослідниками та інженерами і не піддаються аналітичному вирішенню або потребують значних затрат часу, із метою прискореного аналізу існуючої проблеми застосовують імітаційне моделювання. Розвиток числових методів дає можливість істотно розширити спектр питань, які доступні аналізу. Отримані на основі цих методів результати використовуються практично у всіх галузях науки й техніки. На особливу увагу заслуговує, зокрема, метод кінцевих елементів.

Коректність вирішення цим методом необхідних нам завдань значною мірою залежить від вибору рівня деталізації структури композитного матеріалу. Моделювання волокнистих композитів, у яких матриця армується високоміцними волокнами, ускладнюється їх анізотропією, що залежить від

напрямку волокон, порядку і місця їх розташування. Основними проблемами використання методу кінцевих елементів при моделюванні композитного матеріалу можна вважати границі його застосування за рівнями деталізації (макромеханічний, мезомеханічний, мікромеханічний) [124]. Макромеханічний метод не здатний враховувати взаємодії всередині композиту, тому дає велику похибку при орієнтації волокон більше 90° . Мезомеханічний метод використовується тільки для розгляду взаємодії сусідніх шарів між собою, оскільки не враховує взаємодії в них. Проблемою мікромеханічного методу, є труднощі у визначенні властивостей матриці, волокон, і, особливо, когезійних зв'язків між ними. Крім того, практично не можливо змоделювати неоднорідність шарів композиту.

Для випадку циліндричної оболонки з композитним підсиленням можливим є моделювання останнього як об'ємного елемента, для якого досить визначити усереднені характеристики матеріалу в усіх напрямках. Іншим варіантом є використання класичної теорії шаруватих матеріалів і, відповідно, моделювання композитного підсилення шаруватими оболонковими елементами [125, 126].

Для оцінки можливості моделювання композитного підсилення у вигляді об'ємного елемента, при дослідженні напружено-деформованого стану елементів конструкції (балону типу CNG-2), розглянемо одну із задач, розв'язки для якої отримано в [123]. Об'єктом дослідження є нескінченно довга циліндрична оболонка, на яку без натягу і зазору встановлений бандаж зі склопластику (рис. 5.13). Довжина бандажу є змінною величиною, що впливає на конфігурацію контакту. Оболонка навантажується внутрішнім тиском. Осьові зусилля в оболонці і бандажі відсутні. Бандаж розглядається як суцільна ортотропна циліндрична оболонка. При цьому $R = 1015$ мм; $h = 10$ мм; $h_b = 20$ мм; $P = 6$ МПа. Властивості матеріалів оболонки і бандажу наведені в таблиці 5.2 [123].



R – радіус середньої поверхні оболонки; h – товщина оболонки;

h_b – товщина бандажу

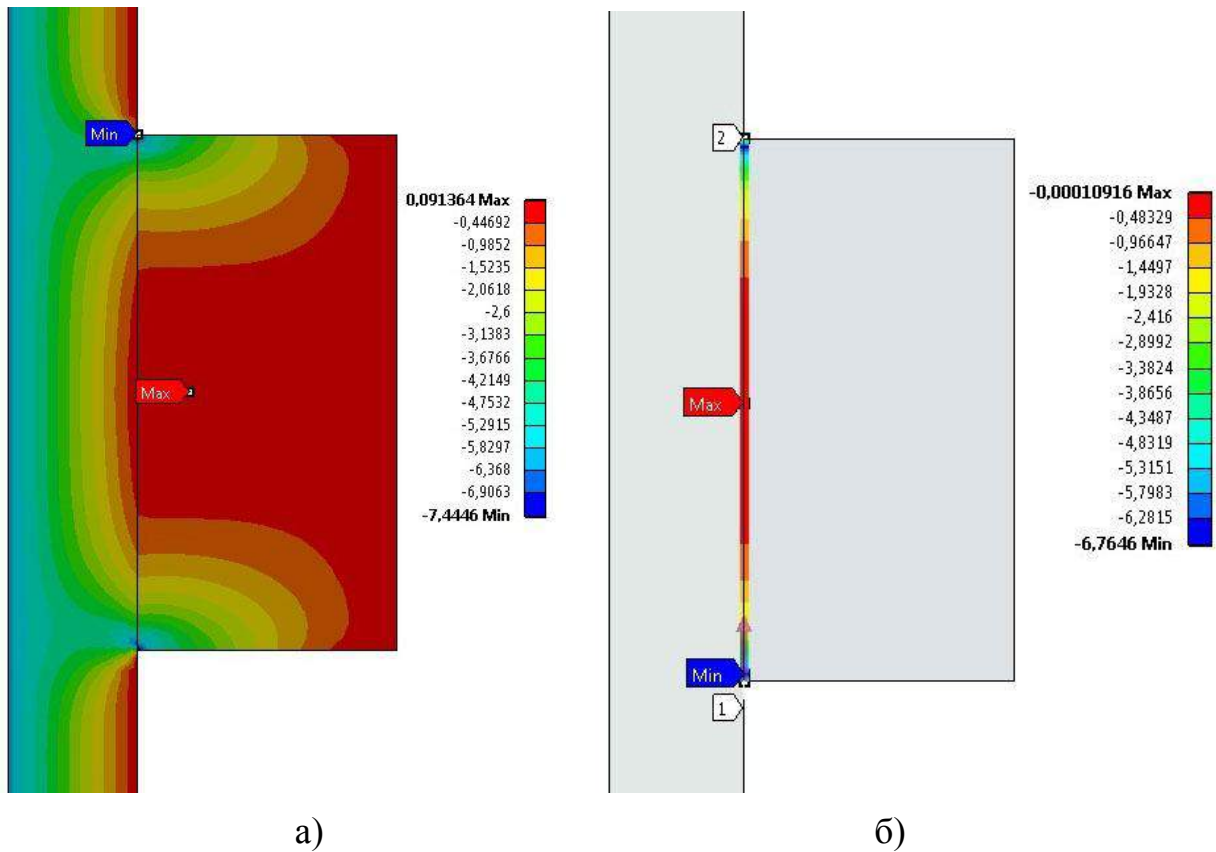
Рисунок 5.13 – Розрахункова схема циліндричної оболонки зі склопластиковим бандажем

Таблиця 5.2 – Властивості матеріалів елементів моделі [123]

Оболонка (Сталь 09Г2С)		Бандаж (склопластик)					
E , ГПа	200	E_1 , ГПа	18,6	μ_{12}	0,15	G_{12} , ГПа	4
μ	0,3	E_2 , ГПа	24,6	μ_{13}	0,42	G_{13} , ГПа	3
σ_T , МПа	350	E_3 , ГПа	6	μ_{23}	0,18	G_{23} , ГПа	3

Імітаційне моделювання для зазначених вище умов виконано з використанням методу кінцевих елементів. З метою порівняння отриманих результатів з результатами проведених авторами [123] досліджень, окремо виділено результати для граничного випадку реалізації схеми контактування у двох точках, тобто допоки в точці $x=0$ прогин бандажу є більшим за прогин оболонки. Згідно з [123] перехід до наступної схеми контактування здійснюється при довжині бандажу, рівній 40 мм. Найбільш інформативною, з отриманих саме для такого випадку результатів, є картина розподілу радіальних напружень в елементах конструкції та особливо на внутрішній

поверхні бандажу (рис. 5.14). Як бачимо, на середині бандажу значення радіальних напружень є близьким до нуля (рис. 5.14, б).



- а) – розподіл радіальних напружень в елементах конструкції (МПа);
 б) – розподіл радіальних напружень на внутрішній поверхні бандажу (МПа)

Рисунок 5.14 – Результати дослідження напружено-деформованого стану циліндричної оболонки зі склопластиковим бандажем

Таким чином, є підстави стверджувати, що моделювання композитного підсилення у вигляді об'ємного елемента при дослідженні напружено-деформованого стану балону типу CNG-2 забезпечує прийнятну для розв'язання необхідних задач точність.

Відмінність розрахункової схеми, що реалізується в балонах типу CNG-2, від розрахункової схеми, розглянутої вище, полягає в існуванні початкових напружень у елементах конструкції.

Початкові напруження σ_0^k у композитному підсиленні, створені попереднім натягом ровінгу в напрямку осі волокон матеріалу, визначені за наведеними у попередньому пункті формулами (5.2), (5.3) для розглянутого в [115] варіанту конструкції становлять $\sigma_0^k = 110$ МПа.

Початкові кільцеві напруження в металевому лейнері $\sigma_{\beta 0}^m$, які створені попереднім натягом ровінгу при намотуванні, за відсутності внутрішнього тиску пов'язані із початковими напруженнями σ_0^k у композитному підсиленні залежністю (5.4) і становлять 98 МПа для балона з параметрами $h_m = 3,15$ мм, $h_k = 2,8$ мм.

За таких початкових умов абсолютна діаметральна деформація металевого лейнера та композитного підсилення відповідно становить $\Delta d_m = -1,02 \cdot 10^{-4}$ м, $\Delta d_k = 4,722 \cdot 10^{-4}$ м. При цьому натяг в утвореному з'єднанні рівний

$$\delta = \Delta d_k - \Delta d_m = 4,722 \cdot 10^{-4} - (-1,02 \cdot 10^{-4}) = 5,742 \cdot 10^{-4} \text{ м.}$$

З метою імітаційного моделювання, для зазначених вище параметрів і з врахуванням визначеного натягу створено твердотільну модель балона типу CNG-2. Властивості матеріалів металевого лейнера та композитного підсилення наведені в таблиці 5.3. Оскільки автором [115] вказується тільки значення модуля пружності композиту вздовж волокон (E_1), а інші необхідні для моделювання дані відсутні, в таблиці 5.3 подано повну характеристику композиту з наближеними властивостями згідно з [127].

За відсутності внутрішнього тиску отримано картину напружено-деформованого стану балону, відповідно до якої розподіл колових напружень

має вигляд зображений на рисунку 5.15. Номінальні колові напруження в металевому лейнері та в композитному підсиленні корелюються із визначеними вище згідно з наведеною в [115] методикою.

Таблиця 5.3 – Властивості матеріалів елементів балону типу CNG-2

Металевий лейнер (30ХГСА)		Композитне підсилення (склопластик)					
E , ГПа	200	E_1 , ГПа	44,38	μ_{12}	0,32	G_{12} , ГПа	4,95
μ	0,3	E_2 , ГПа	18,15	μ_{13}	0,27	G_{13} , ГПа	4,41
σ_T , МПа	1000	E_3 , ГПа	18,15	μ_{23}	0,32	G_{23} , ГПа	4,95

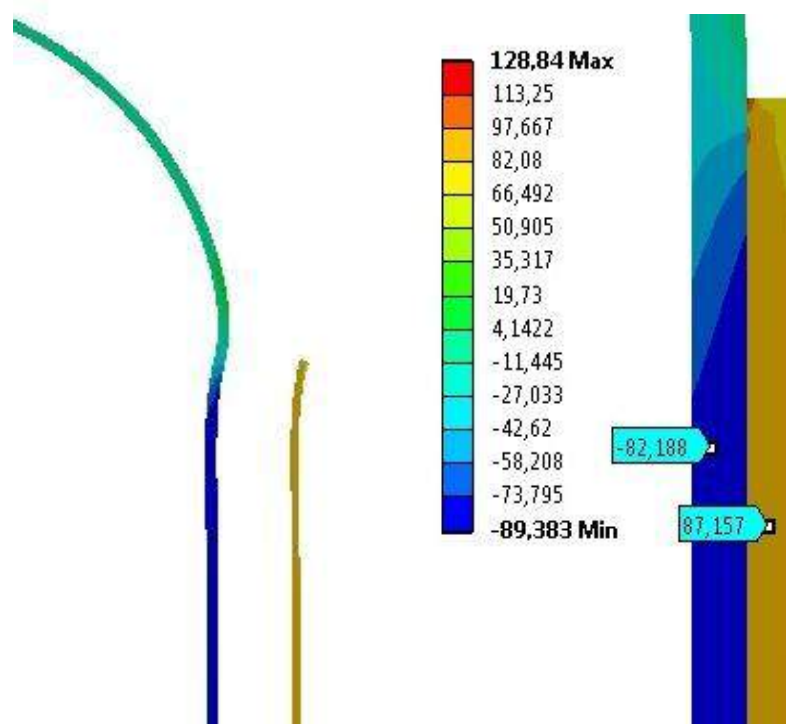
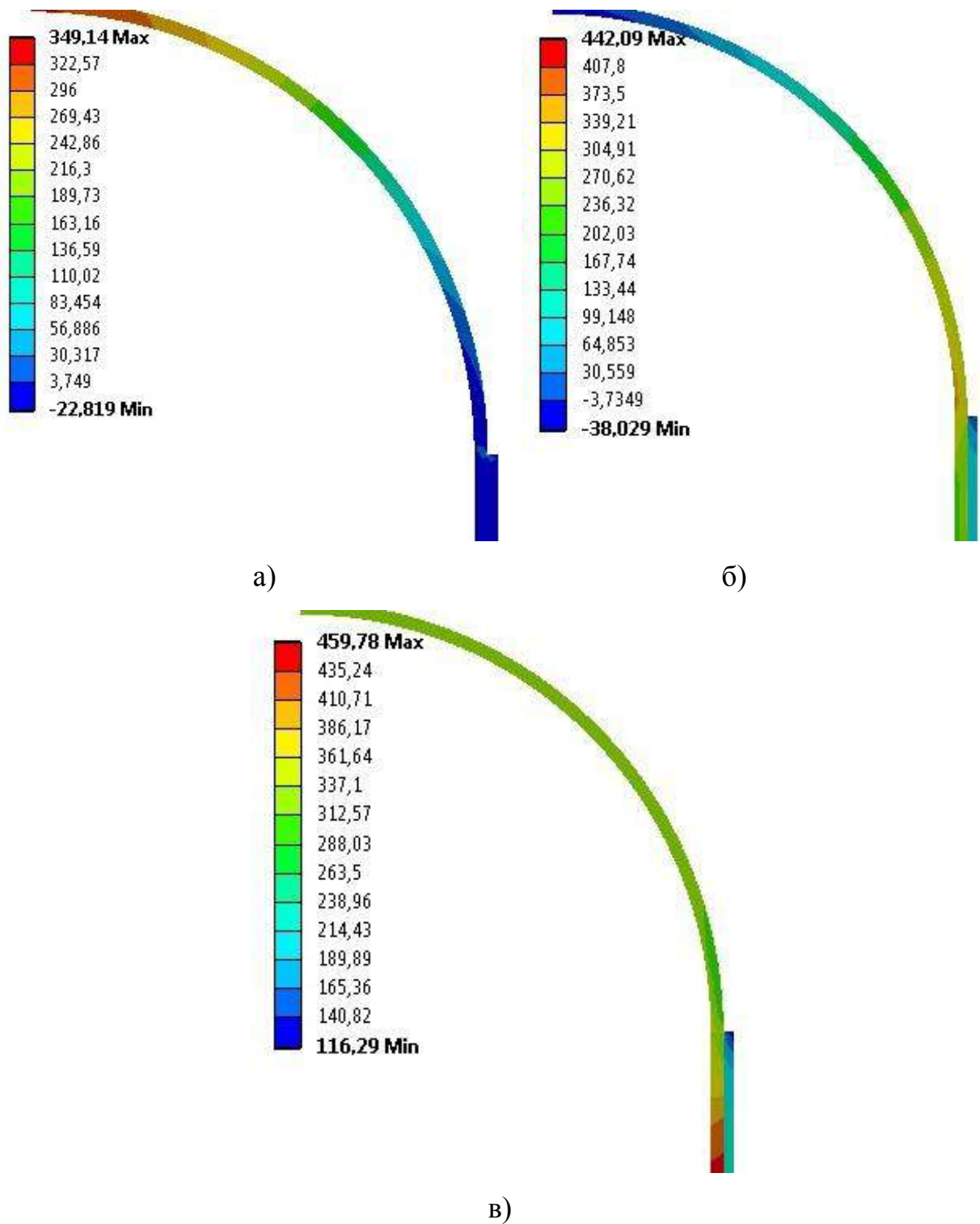


Рисунок 5.15 – Розподіл колових напружень (МПа) в елементах конструкції за умов відсутності внутрішнього тиску та характер їх деформування

Певна кореляція щодо колових напружень спостерігається і за внутрішнього тиску 20 МПа (рис. 5.16).



а) – радіальні напруження; б) – осьові напруження; в) – колові напруження
 Рисунок 5.16 – Розподіл напружень в елементах конструкції за тиску 20 МПа

Характер розподілу напружень по довжині циліндричної частини є однорідним за винятком перерізів, близьких до сферичних днищ. Щодо

осьових напружень в композитному підсиленні, то вони перевищують границю міцності матеріалу в поперечному напрямку [116]. Тобто, як і зазначалось вище, має місце розтріскування шару ще до моменту досягнення робочого тиску. У цьому випадку матеріал не здатний чинити опір навантаженню в трансверсальному напрямку і зрушенню в площині армування, проте здатний чинити опір деформуванню в напрямку армування.

Подальші дослідження проводились для аналогічної моделі балону, однак, композитне підсилення з метою врахування змін умов контакту зумовлених втратою його цілісності, моделювалось сукупністю бандажів шириною 15 мм із зазором між ними, рівним 0,1 мм. Щодо ширини, то вона прийнята на основі огляду композитного підсилення балона типу CNG-2 відповідного діаметра.

Під час аналізу результатів, отриманих при імітаційному моделюванні балону за наявності кільцевих тріщин в композитному підсиленні, встановлено окремі особливості напружено-деформованого стану елементів конструкції.

Ділянки циліндричної частини балону близькі до сферичних дниць, характеризуються явно вираженою нерівномірністю на довжині близько 45 мм. Про це свідчить розподіл осьових напружень в елементах конструкції (рис. 5.17).

Наявність зони максимуму напружень на зовнішній поверхні металевого лейнера в околі кільцевої тріщини (першої від краю композитного підсилення), за умов ймовірного корозійного пошкодження, зумовлюватиме зростання їх рівня і, як наслідок, сприятиме утворенню тріщин.

Колові напруження на вказаній ділянці також характеризуються суттєвою нерівномірністю, однак їх максимум відповідає околу наступної тріщини (рис. 5.18, а). Щодо радіальних напружень (рис. 5.18, б), то їх рівень і нерівномірність є значно нижчими.

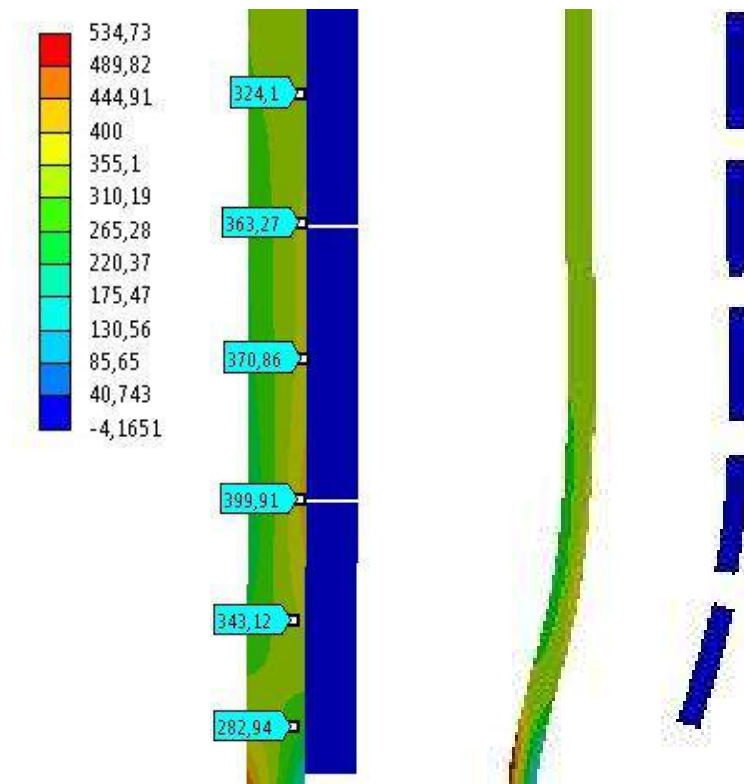
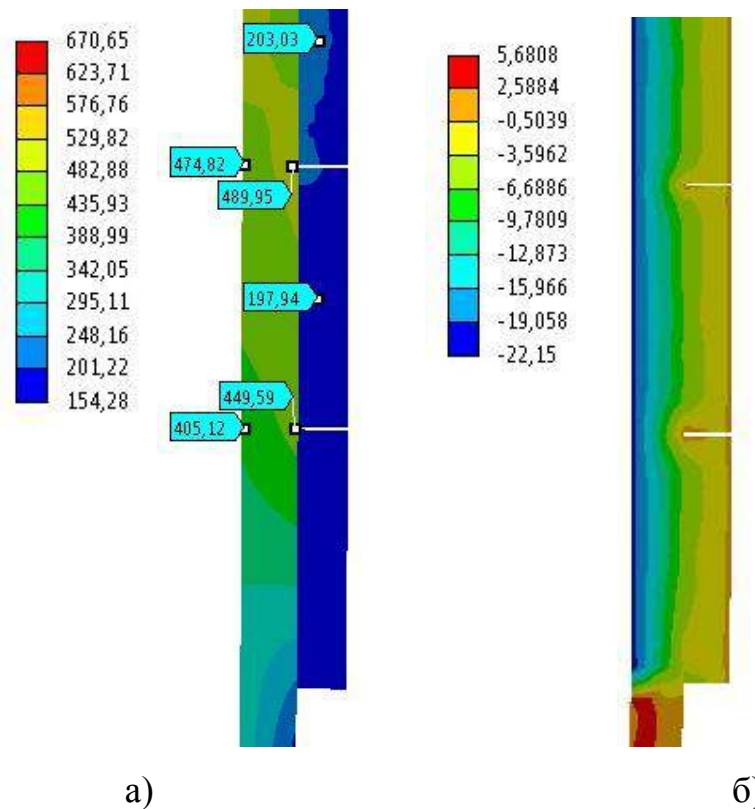


Рисунок 5.17 – Розподіл осевих напружень в елементах конструкції та характер їх деформування за наявності кільцевих тріщин і тиску 20 МПа

В ході виконаних на даному етапі досліджень не враховано вплив на напружено-деформований стан елементів конструкції таких чинників, як зміна температури газу та теплообмін з навколишнім середовищем в процесі їх заповнення та транспортування. При цьому також слід зауважити, що для оцінки правильності формування твердотільної моделі ємності комбінованого типу, циліндрична частина якої виконана у вигляді з'єднання з натягом, коректності постановки задачі загалом та окремих її елементів використано результати роботи [115], в якій не враховані згадані вище чинники.



а) – колові напруження; б) – радіальні напруження

Рисунок 5.18 – Розподіл напружень в елементах конструкції за наявності кільцевих тріщин і тиску 20 МПа

Тому, для подальших досліджень напружено-деформованого стану ємності комбінованого типу необхідним є створення моделі, в якій би максимально враховувались особливості умов її експлуатації.

Висновки до розділу 5

1. За результатами проведених досліджень встановлено, що у ході проектування ємностей високого тиску комбінованого типу необхідно врахувати не тільки властивості матеріалів, з яких вони виготовляються, а й особливості їх спільної експлуатації за експлуатаційних умов. Для цього необхідним є дослідження напружено-деформованого стану елементів

посудин високого тиску комбінованого типу за дії різних комбінацій навантажень із врахуванням особливостей виготовлення цих елементів.

2. За результатами проведених теоретичних досліджень встановлено, що в процесі заповнення комбінованих посудинах високого тиску ймовірність утворення кільцевих тріщин в композитному підсиленні існує вже при тиску, рівному 11 МПа. Збільшення внутрішнього тиску до випробувального призводить до утворення ділянок з мікропошкодженням внутрішнього шару композиту, що за умов багаторазового навантажування посудин внутрішнім тиском обумовлюватиме зміни напружено-деформованого стану металевго лейнера.

3. За результатами попередньої оцінки впливу умов контактування елементів комбінованих посудин високого тиску на їх напружено-деформований стан встановлено, що утворення кільцевих тріщин призводить до збільшення рівня осьових і колових напружень у крайніх ділянках циліндричної частини металевго лейнера. Характер деформацій цих ділянок є таким, що корозійне пошкодження металу, зумовлене проникністю кільцевих тріщин підсилення, сприятиме зростанню рівня напружень і утворенню тріщин. Зміни напружено-деформованного стану решти циліндричної частини мають локальний характер, а їх рівень є незначним.

4. Доведено, що для попередження аварійного руйнування комбінованих посудин високого тиску у процесі їх експлуатації необхідні подальші дослідження особливостей формування напружено-деформованого стану металевго лейнера з врахуванням можливості його корозійного пошкодження на ділянках, близьких до кільцевих тріщин в композитному підсиленні.

РОЗДІЛ 6

МЕТОДИ ТА ЗАСОБИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ЄМНОСТЕЙ КОМБІНОВАНОГО ТИПУ

Під час експлуатації комбінованих ємностей через істотну відмінність модулів пружності матеріалів шари оболонки, як вже зазначалось, навантажені нерівномірно. Для композитного підсилення характерною є наявність кільцевих тріщин. Їх виникнення зумовлене властивостями однонаправлених композитів, що використовуються при виготовленні комбінованих ємностей і балонів типу CNG-2 зокрема. Вони можуть утворюватися внаслідок коливань температури, навіть за умов відсутності навантажень внутрішнім тиском. Наявність тріщин сприяє проникненню вологи до сталевій оболонки. Внаслідок цього незахищена поверхня оболонки зазнає корозійного пошкодження. Таким чином, кільцеві тріщини не впливають на міцність композиту, але роблять свій внесок у формування напружено-деформованого стану металевого лейнера. Особливо відчутних змін можуть зазнавати ділянки циліндричної оболонки, розташовані біля сферичних днищ.

Недостатнє вивчення цілого ряду питань, щодо особливостей експлуатації ємностей комбінованого типу та можливостей їх врахування під час оцінки технічного стану, обумовлює актуальність досліджень, спрямованих на розроблення методів та засобів визначення технічного стану ємностей комбінованого типу в процесі експлуатації з метою забезпечення їх працездатності.

6.1 Обґрунтування доцільності та особливостей методу забезпечення працездатності ємностей комбінованого типу

Для визначення можливого ресурсу експлуатації балонів типу CNG-2 свого часу проводились різноманітні дослідження. Для балонів зі сталевією оболонкою зварної конструкції відомі випробування в режимі циклічного навантажування внутрішнім гідравлічним тиском, що змінювався в діапазоні від 2,0 до 22,0 МПа з частотою не більше 10 циклів за хвилину [128]. Аналогічні випробування проведені авторами [129] для балонів з суцільнотягнутою сталевією оболонкою. Балони після випробування на втому шляхом створення 20000 циклів тиском від 0 до 20,7 МПа, були доведені до руйнування постійним збільшенням тиску від 0 до 61,5 МПа. Як середовище для створення тиску в ході випробування на втому використовувалось машинне масло, а для остаточного розриву – вода.

Аналізуючи особливості випробувань балонів, необхідно зазначити, що вони не враховують важливих експлуатаційних чинників, а саме: зміни температури газу і, відповідно, стінок балонів з підвищенням та зниженням тиску, зміни властивостей матеріалів та впливу корозійних процесів. Підтвердженням останнього також є стан поверхні сталевієї оболонки балона, зруйнованого в процесі випробувань (рис. 6.1, а) та після експлуатації впродовж тривалого періоду на транспортному засобі (рис. 6.1, б).

Поверхня циліндричної частини балона зруйнованого в ході випробувань не містить жодних слідів корозії. Їй характерна тільки незначна зміна кольору окремих ділянок антикорозійного покриття, яка, ймовірно, зумовлена взаємодією сталевієї оболонки із композитним підсиленням. Для порівняння на циліндричній поверхні сталевієї оболонки експлуатованого балона відсутнє покриття, а композитне підсилення містить кільцеві тріщини, що повторюються по всій його довжині.



а)



б)

- а) – балон, зруйнований в процесі випробувань;
б) – балон, зруйнований після експлуатації на транспортному засобі
впродовж тривалого періоду

Рисунок 6.1 – Стан поверхні сталеві оболонки балона

Свідченням проходження корозійних процесів в металевому лейнері є наявність продуктів корозії на зовнішній поверхні композитного підсилення (рис. 6.2).

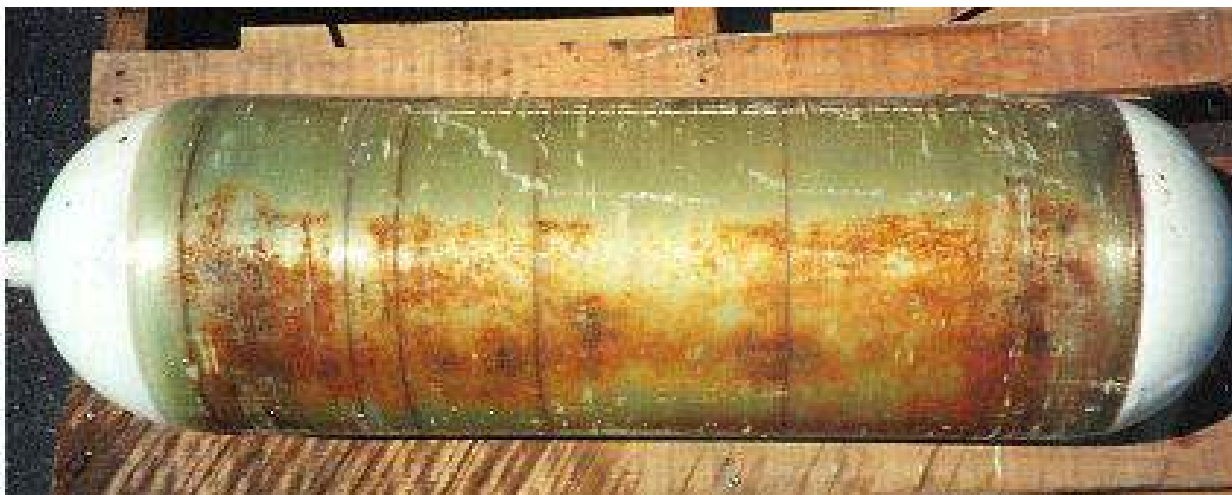
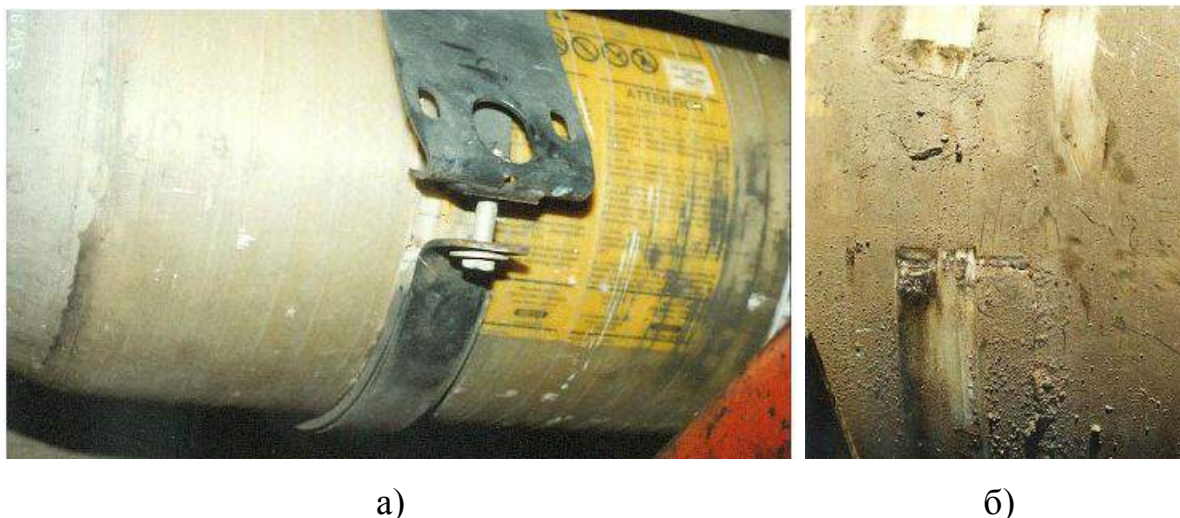


Рисунок 6.2 – Наявність продуктів корозії металевого лейнера на зовнішній поверхні композитного підсилення

Серед причин руйнування балона під час його експлуатації є використання монтажних кронштейнів, недостатньо ізольованих від контактування зі скловолокном (рис. 6.3, а), що може призвести до руйнування окремих волокон останнього (рис. 6.3, б). Це пояснюється механічним впливом кронштейна на поверхню композиту і, як наслідок, критичного зниження його міцності.

Певною мірою сприяти руйнуванню може і характер взаємодії ємностей комбінованого типу з елементами монтажних конструкцій вже безпосередньо в складі морських транспортних засобів.

Термін служби балонів, протягом якого їх експлуатація є безпечною, повинен бути встановлений виробником на основі результатів випробувань в умовах, визначених відповідним стандартом, і не повинен перевищувати 20 років. Ємності для транспортування стиснутого газу різних типів та виробників характеризуються цілим рядом подібних параметрів. Однак терміни їх служби і технічного огляду (опосвідчення) можуть значно відрізнятися, що залежить від типу балонів.



а) – монтажний кронштейн, недостатньо ізольований від контактування зі скловолокном; б) – волокна, зруйновані від взаємодії із кронштейном

Рисунок 6.3 – Причини та наслідки руйнування композитного підсилення балона

Для металевих балонів та балонів з металевим лейнером термін служби повинен визначатися з розвитку втомних тріщин при циклічних випробуваннях. Результати ультразвукового або еквівалентного йому неруйнівного контролю кожного балона і його лейнера повинні вказувати на відсутність дефектів, які перевищують максимальний допустимий розмір [130].

Безпосередньо процедура технічного огляду балонів високого тиску є досить клопіткою і витратною. Так, наприклад, балони, якими комплектуються пересувні автогазозаправники, для проведення огляду повинні бути демонтовані і спрямовані в організацію, що має ліцензію на проведення такого виду робіт. Періодичність технічних оглядів балонів, що перебувають в експлуатації і підлягають реєстрації в органах Держнаглядохоронпраці, становить від трьох до п'яти років залежно від умов експлуатації і швидкості фізико-хімічного перетворення матеріалів (корозії)

зокрема [131].

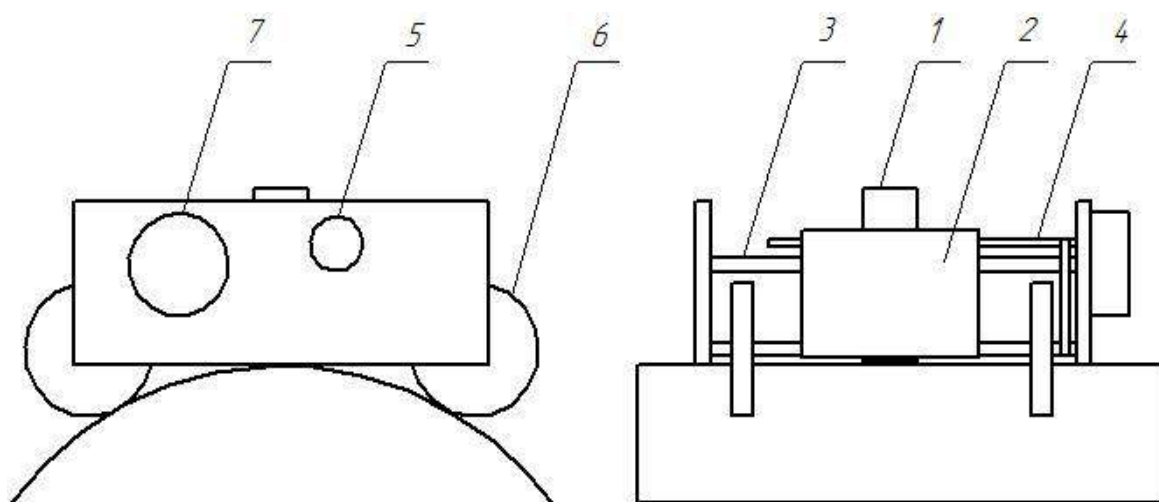
Враховуючи необхідність експлуатації ємностей комбінованого типу в морських акваторіях, контроль стану їх металевої поверхні, що зазнає корозійного пошкодження, є одним з головних завдань забезпечення їх працездатності. Оцінити фактичний стан ємностей і встановити терміни подальшого діагностичного контролю є можливим за результатами їх електрометричних обстежень.

Зважаючи на особливості конструкції ємностей комбінованого типу (CNG-2), використання методів неруйнівного контролю є доволі обмеженим. Новий метод контролю, а саме на основі використання індуктивних давачів, покладено в основу експериментального зразка індуктивного приладу контролю корозії поверхні [132]. Пристрій призначений для неруйнівного контролю ділянок трубопроводів і містить індуктивний давач з визначеним діапазоном вимірювання відстаней до металевої поверхні труби без контакту з ізоляцією трубопроводу в процесі вимірювання, систему переміщення давача вздовж поверхні металу з приводом від крокового двигуна та мікропроцесорний інформаційно-керуючий блок.

Коли давач зміщується по напрямних вздовж поверхні металу за рахунок приводу від крокового двигуна, то в пам'ять мікроконтролера блока управління заносяться покази індуктивного давача та його координати для кожної точки контролю. Для цього використовуються значення керуючих імпульсів та параметри різьби ходового гвинта горизонтального переміщення індуктивного давача в процесі контролю. Після закінчення процесу контролю вздовж всієї поверхні, в мікроконтролері здійснюється перерахунок показів давача в одиниці довжини.

Оскільки в ємностях комбінованого типу зовнішній зміцнюючий шар (як і ізоляційне покриття трубопроводу) є неметалевим, а доступ до металу неможливий, то використання описаного вище пристрою дає змогу оцінити стан поверхні металевого лейнера і зробити відповідні висновки.

До недоліків згаданого пристрою слід віднести необхідність ручного переміщення його в коловому напрямку у ручному режимі з фіксуванням кожного наступного положення відносно попереднього або початкового положення. Зважаючи на це, пристрій для вимірювання геометричних розмірів і визначення форми поверхневих втрат металу вдосконалий шляхом введення механізму переміщення давача разом із пристроєм в коловому напрямку, який з'єднаний з окремим кроковим двигуном, що служить його приводом (рис. 6.4) [33].



1 – давач; 2 – каретка; 3, 4, 5 – відповідно напрямні, ходовий гвинт і кроковий двигун переміщення давача в осьовому напрямку; 6, 7 – відповідно механізм переміщення давача в коловому напрямку та кроковий двигун його привода

Рисунок 6.4 – Конструкція пристрою для вимірювання геометричних розмірів і визначення форми поверхневих втрат металу за допомогою індуктивного давача

У запропонованому пристрої, завдяки автоматичному переміщенню давача в осьовому і коловому напрямках, реалізується можливість ідентифікації дефектів за розмірами і за формою з високою точністю

вимірювання та відтворення дефекту у тривимірному вигляді. Окремі результати, отримані з використанням пристрою, наведені на рисунку 6.5.

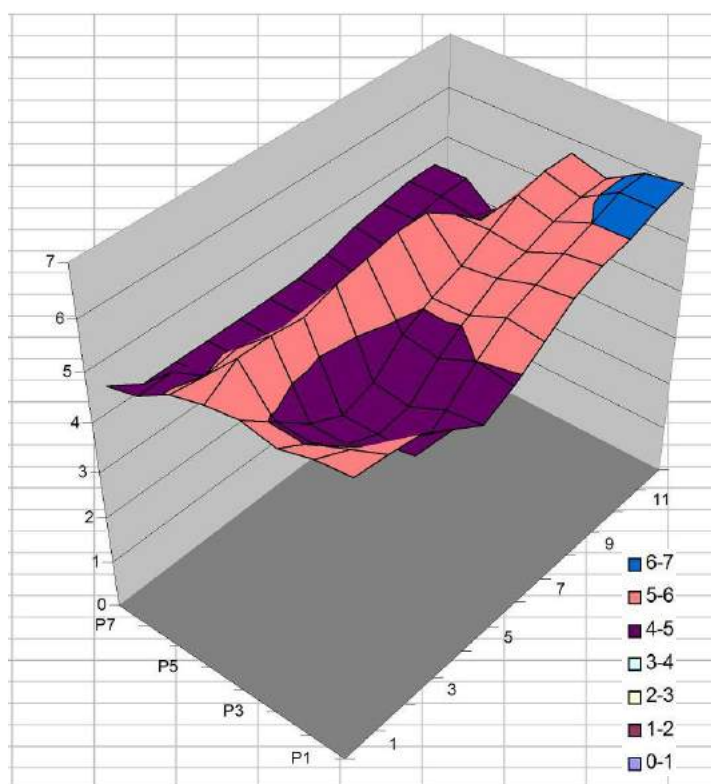


Рисунок 6.5 – Профіль дослідженої ділянки, яка містить корозійне пошкодження

Відповідно до вимог нормативного документу [130] допустимий розмір дефекту для неруйнівного контролю встановлюється за результатами випробувань балонів, що містять штучні дефекти певних розмірів. Однак в процесі експлуатації ємностей комбінованого типу металевий лейнер зазнає не механічного, а корозійного пошкодження. Порівняти параметри штучно нанесених дефектів із параметрами корозійних важко через невизначену їх просторову форму. Це зумовлює необхідність приведення складних корозійних дефектів до більш простих.

Водночас, відповідно до чинних нормативних документів [133], розрахунковий тиск руйнування лейнера балонів типу CNG-2 повинен бути

не меншим $1,3P$ (P – робочий тиск). При чому тиск руйнування, визначений за результатами гідравлічних випробувань, повинен бути не менше розрахункового тиску руйнування.

Зважаючи на це, необхідним є розроблення методів визначення розривного внутрішнього тиску металевого лейнера з врахуванням фактичного стану його поверхні та можливого впливу особливостей умов експлуатації.

6.2 Розроблення методу оцінки працездатності обладнання для транспортування стиснутого природного газу

Як вже зазначалось у попередніх розділах, ємності для транспортування газу за технологією CNG зазнають періодичного заповнення та спорожнення. При цьому процеси можуть бути доволі швидкоплинними, викликати при цьому різку зміну температури газу і, відповідно, ємностей та елементів обв'язки. З огляду на це під час оцінювання працездатності обладнання необхідно враховувати зміну температури газу. З метою оцінки міцності елементів балона розрахунковим методом, доцільно застосовувати імітаційне моделювання.

Імітаційне моделювання – це програмне відтворення функціонування системи завдяки відтворенню функцій або моделей елементів і зв'язків. Імітаційне моделювання базується на математичному методі статистичних досліджень, який моделює і досліджує на комп'ютері процес функціонування об'єкта з врахуванням можливості виникнення випадкових процесів або випадкових впливів.

В даний час існує загальноприйнята тенденція до дослідження динаміки механічних систем шляхом комп'ютерного моделювання [134-137]. Однак, на відміну від розрахунку на міцність методом кінцевих елементів, який давно увійшов в практику інженерів-дослідників, динамічні розрахунки

обладнання для транспортування газу з використанням спеціалізованого програмного забезпечення широко не застосовуються.

Для моделювання керованих динамічних систем останнім часом почали широко використовувати спеціалізований пакет Simulink, що входить до складу автоматизованої системи Maple [138]. Програмний продукт MapleSim дозволяє істотно скорочувати терміни проектування і підвищувати якість розроблення моделей механічних систем і моделювання процесів, що відбуваються в цих системах. Традиційний підхід до моделювання коливальних процесів [139], передбачав створення математичної моделі (як правило, у вигляді структурної схеми). Відтак відбувалась програмна реалізація даної моделі на одній з універсальних мов програмування [137]. При цьому неминучим було дублювання опису елементів механічної системи і зв'язків між ними. У пакеті MapleSim принципово змінений характер вимог до математичного забезпечення: для управління всім ходом обчислювального процесу розроблені графічні модулі, які використовуються для побудови моделей окремих частин механічної системи (рис. 6.6).

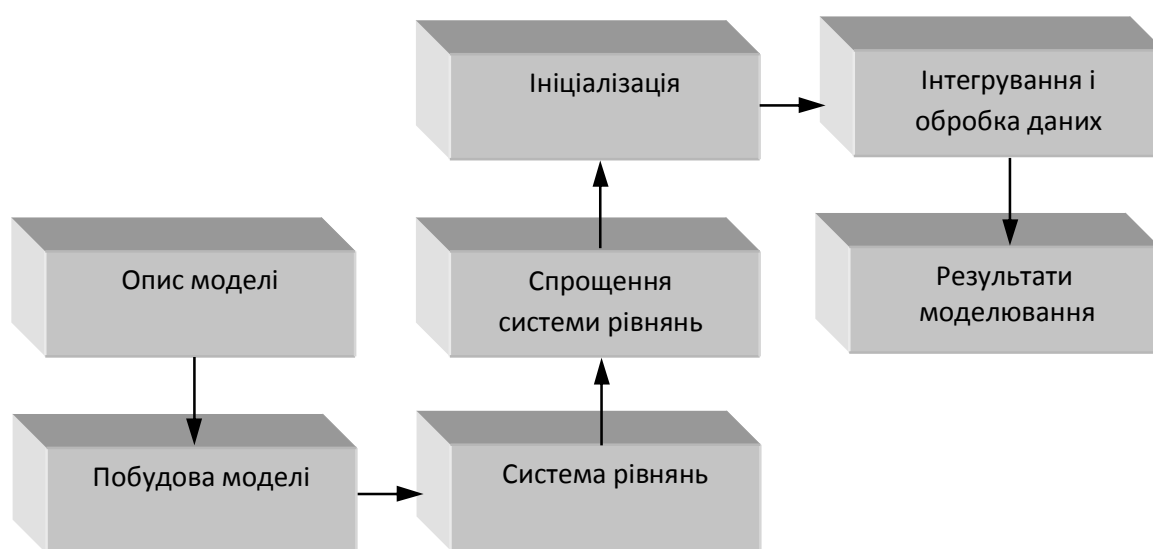
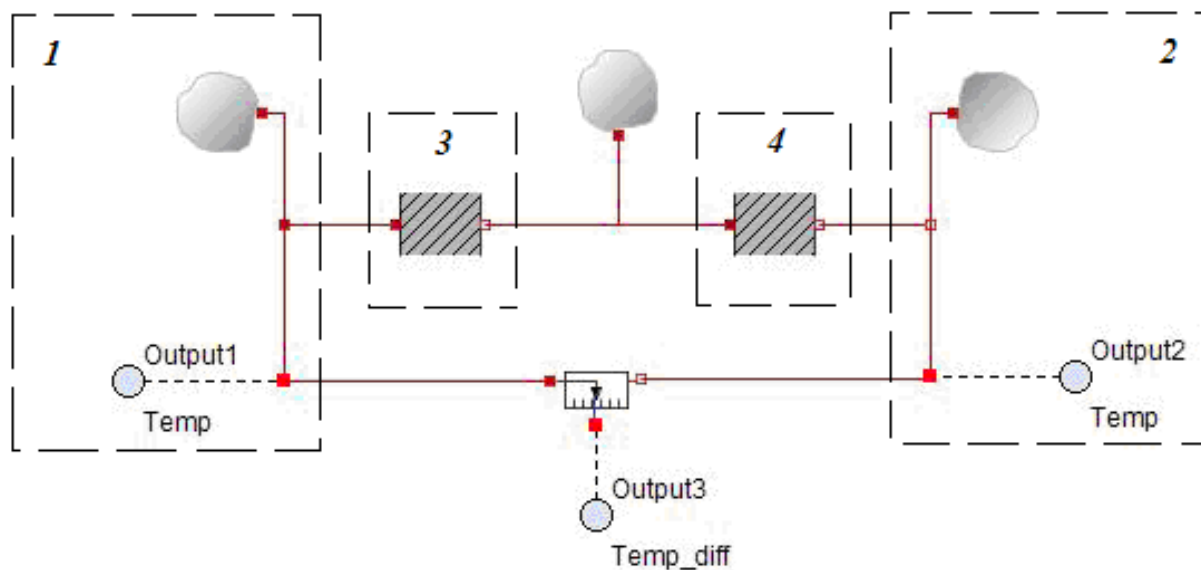


Рисунок 6.6 – Блок-схема імітаційного моделювання в пакеті MapleSim

При реалізації транспортної технології CNG важливою проблемою, пов'язаною з функціонуванням вантажної системи, є проблема оптимізації режимів заповнення і спорожнення ємностей. Процес витікання газу з ємності обмежених розмірів будь-якої конструкції супроводжується її охолодженням. Рівень зниження температури залежить від швидкості процесу. При малих швидкостях завдяки теплопровідності стінок і їх теплообміну з навколишнім середовищем зниження температури може бути досить незначним. Однак при швидкостях, що супроводжуються критичним витіканням газу, зниження температури може сягати 60°C і більше [140, 19]. Тоді в зимовий період за температур навколишнього середовища нижче 0°C , а відповідно ємності і газу в ній, кінцева температура при витіканні газу з ємності може виходити за межі діапазону її робочих температур. При цьому також потрібно звернути увагу на те, що найнижчою температура буде при максимальному зниженні тиску газу в ємності. За таких умов визначальним чинником у формуванні напружено-деформованого стану ємності комбінованого типу є температурне навантаження. Ці особливості необхідно враховувати при проектуванні та експлуатації ємностей комбінованого типу, призначених для монтажу на морських транспортних засобах.

Для спрощення процесу проектування та попередження небажаних ситуацій при експлуатації доцільним є використання імітаційного моделювання поведінки ємностей комбінованого типу під час їх заповнення та спорожнення. Окремі результати попередніх досліджень процесів висвітлені в третьому та четвертому розділах. Однак вони дають відповідь тільки на питання зміни параметрів газу в ході процесів.

Тому, з метою подальшого врахування особливостей процесів, для сталевого балону з композитним підсиленням розроблено імітаційну модель, що дає змогу визначати параметри газу як при заповненні ємностей, так і при їх транспортуванні і спорожненні. Модель розроблена з допомогою програмного продукту MapleSim (рис. 6.7).



1 – газ в ємності; 2 – навколишнє середовище; 3 – стінка сталевого балону; 4 – шар композитного підсилення

Рисунок 6.7 – Імітаційна модель процесу теплообміну, створена в пакеті MapleSim

Для умов швидкого заповнення балона з підняттям температури газу до 353 К результати імітаційного моделювання подальшого процесу теплообміну наведені на рисунку 6.8.

Для відтворення сукупності процесів та подальшої оцінки напружено деформованого стану ємності необхідна наявність зв'язків між окремими моделями і можливості розв'язання прямих і обернених задач.

Ще одним шляхом реалізації імітаційного моделювання процесів є використання середовища Matlab / Simulink. Розроблення та реалізація в системі Matlab / Simulink нових алгоритмів, що підвищують ефективність процесу моделювання на всіх його етапах: введення і попередня обробка даних, синтез рівнянь руху, їх чисельне рішення і подальший аналіз, дозволили втілити в системі Matlab / Simulink два основних принципи, що

лежать в основі ідеології комплексу. Це – принципи універсальності і багаторівневої оптимізації.

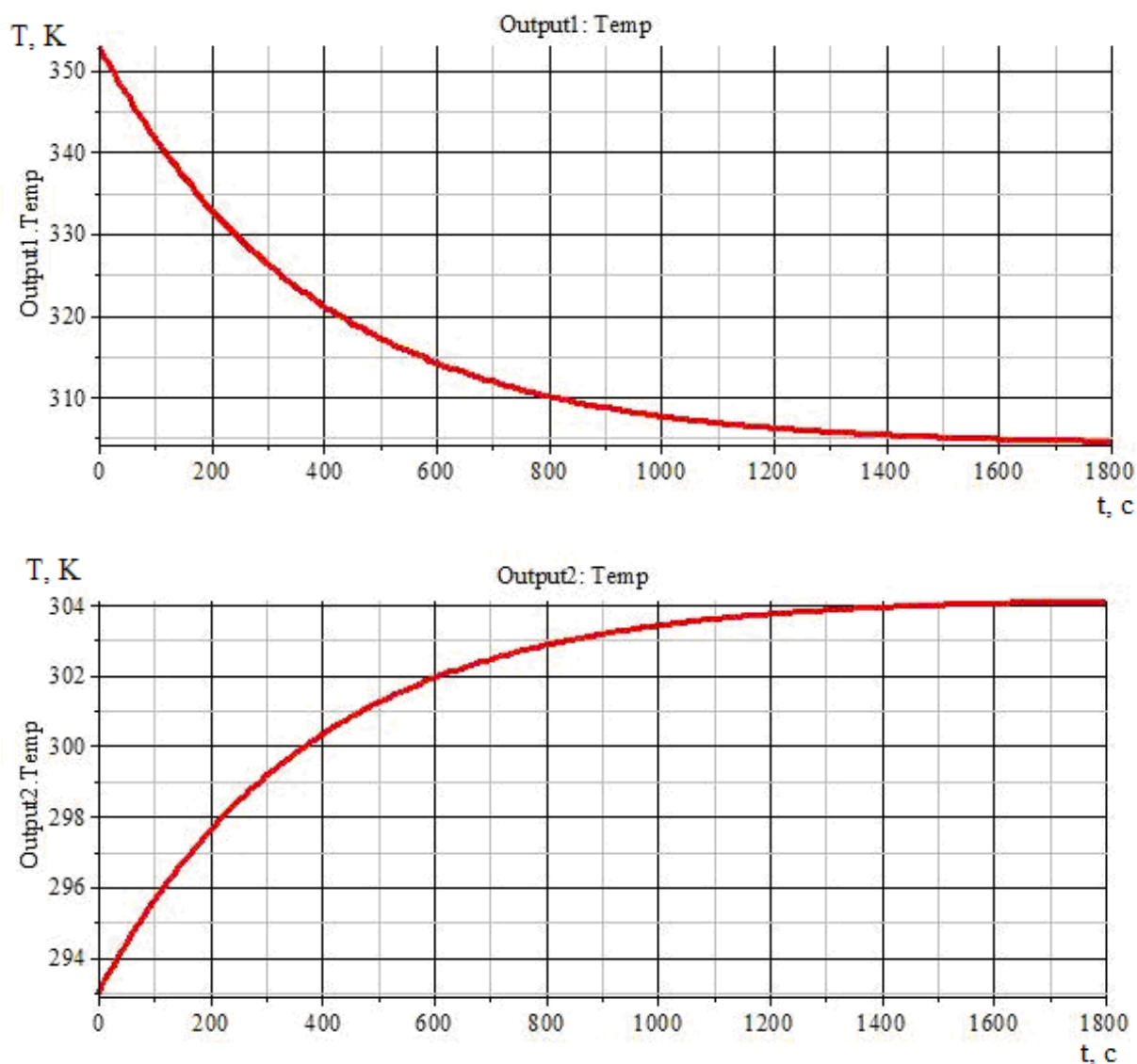


Рисунок 6.8 – Результати імітаційного моделювання процесу теплообміну

Для дослідження динаміки можна виділити два підходи, що дозволяють зв'язати механічну систему, створену в програмному комплексі "Universal Mechanism", з моделлю системи управління, побудованої в середовищі Matlab / Simulink. Зупинимося докладніше на особливостях кожного з пропонованих варіантів моделювання.

Моделювання з використанням інструменту Matlab Import (рис. 6.9) припускає, що модель системи управління, створена в середовищі Matlab / Simulink, спочатку компілюється в динамічну бібліотеку (DLL), а потім вже ця бібліотека засобами програмного комплексу "Universal Mechanism" підключається до моделі механічної частини. Процедура підключення динамічної бібліотеки проводиться за допомогою Майстра зв'язку із зовнішніми бібліотеками програмного комплексу "Universal Mechanism". Безпосередньо моделювання динаміки керованого руху відбувається в програмному комплексі "Universal Mechanism".

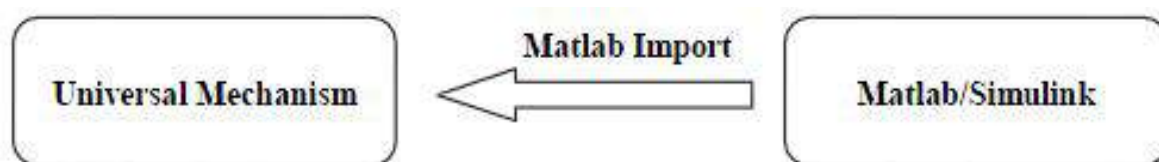


Рисунок 6.9 – Моделювання з використанням інструменту Matlab Import

Інший варіант моделювання припускає, що в модель системи управління Matlab / Simulink (рис. 6.10) включається окремий блок (в термінах Matlab - це S-функція), який являє собою модель механічної системи програмного комплексу "Universal Mechanism". Майстер експорту в Matlab / Simulink формує m-файл і всі необхідні допоміжні файли для роботи UM-моделі.

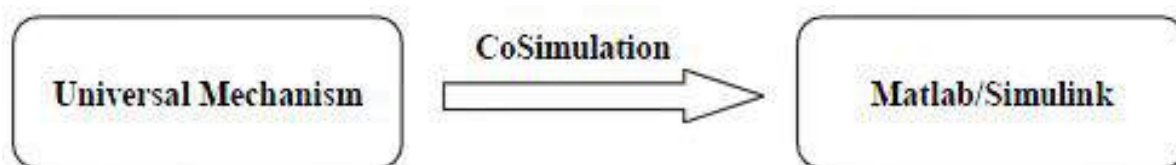


Рисунок 6.10 – Моделювання з використанням інструменту CoSimulation

На рисунках 6.9 і 6.10 показані шляхи експорту / імпорту моделей і додаток, в якому буде виконуватися моделювання складної моделі, що включає UM-модель і модель Matlab / Simulink. Потоки даних у процесі чисельного моделювання рівнянь руху в будь-якому випадку відбуваються у двох напрямках.

На основі аналізу наявних можливостей сучасних програмних продуктів, з врахуванням результатів досліджень особливостей формування напружено-деформованого стану ємностей комбінованого типу, та беручи до уваги наявність засобів для оцінки фактичного стану металевих лейнерів, запропоновано метод оцінки працездатності балонів типу CNG-2 з максимальним врахуванням умов їх експлуатації. Метод реалізується відповідно до схеми, яка наведена на рисунку 6.11, і містить наступні етапи:

- визначення параметрів стану газу в процесі заповнення ємності;
- визначення параметрів стану газу з врахуванням процесів теплообміну;
- оцінка напружено-деформованого стану ємності з врахуванням фактичних умов експлуатації;
- технічний огляд ємності з метою виявлення можливих корозійних пошкоджень;
- оцінка напружено-деформованого стану ємності з врахуванням результатів технічного огляду;
- оцінка фактичного стану ємності.

Беручи до уваги необхідність перевірки правильності результатів імітаційного моделювання на етапі дослідження напружено-деформованого стану ємності з врахуванням фактичних умов експлуатації, доцільним є виконання аналітичного моделювання. Саме з метою забезпечення такої можливості розроблено математичну модель, представлену у наступному підрозділі.

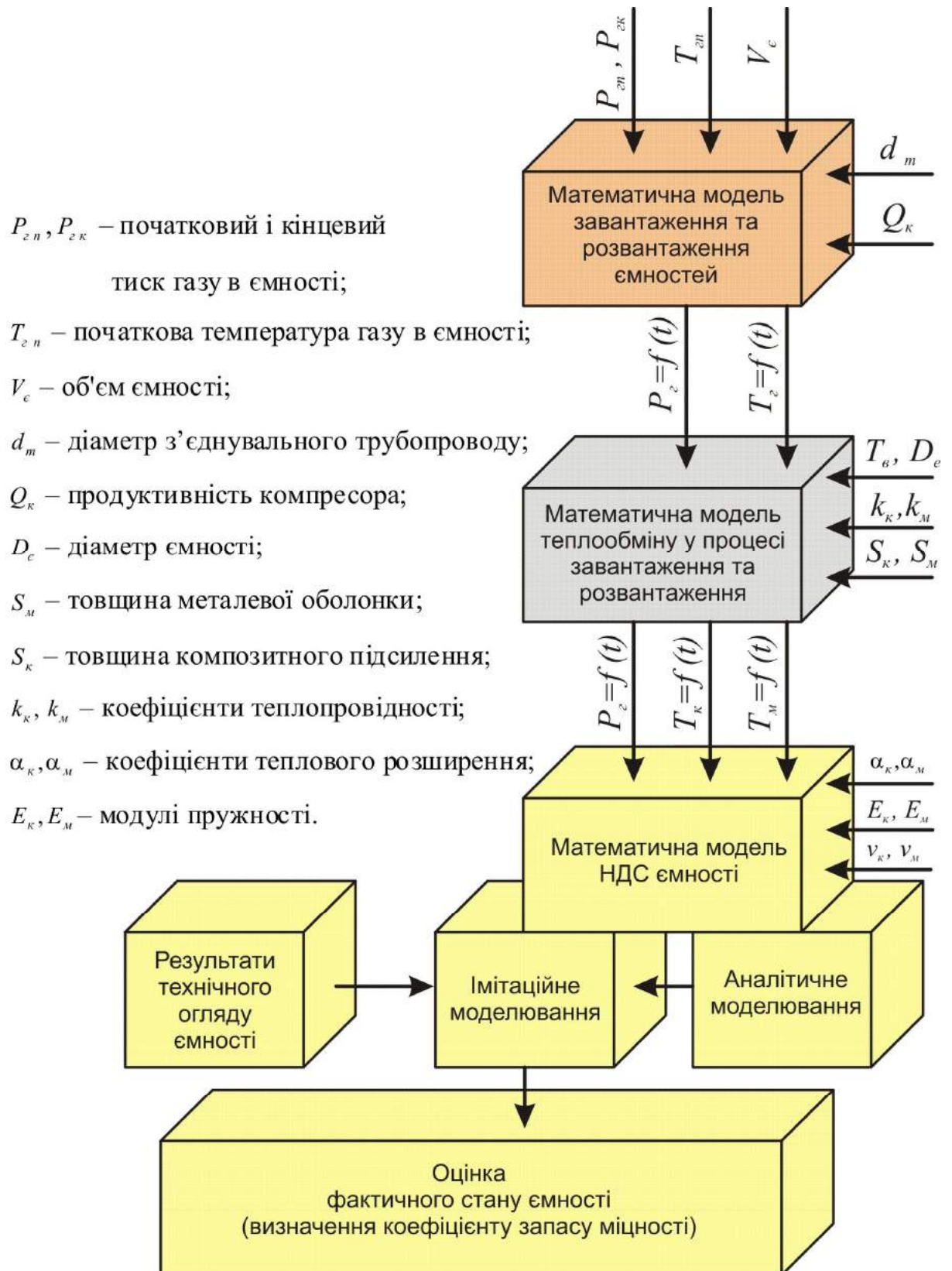


Рисунок 6.11 – Алгоритм методу оцінки працездатності балонів типу CNG-2

6.3 Аналітичний метод оцінки напружено-деформованого стану елементів ємності комбінованого типу за експлуатаційних умов

Розглянемо задачу визначення напружень в симетрично навантаженому тонкостінному циліндрі.

Диференційне рівняння радіального прогину стінки циліндра під дією внутрішнього тиску згідно [141] має вигляд:

$$D \left[\frac{d^4 w(x)}{dx^4} + 4k^4 w(x) \right] = q - \mu \frac{N_x}{r}, \quad (6.1)$$

де $w(x)$ – радіальне переміщення точок серединної поверхні з радіусом r ;

x – повздовжня координата;

$$k^4 = \frac{3(1-\mu^2)}{r^2 h^2};$$

h – товщина стінки циліндра;

q – розподілене навантаження на внутрішній поверхні циліндра;

N_x – сила, що діє на ділянку циліндра вздовж осі x ;

μ – коефіцієнт Пуассона;

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)} - \text{циліндрична жорсткість};$$

E – модуль пружності матеріалу циліндра.

Якщо рівняння (6.1) розв'язане і встановлена функція $w(x)$, то надалі можна визначити згинальні моменти у двох взаємно-перпендикулярних площинах, та осьову силу:

$$M_x = D \frac{d^2 w(x)}{dx^2};$$

$$M_y = D\mu \frac{d^2 w(x)}{dx^2};$$

$$Q = D \frac{d^3 w(x)}{dx^3}.$$

Для циліндричної оболонки, заповненої газом з відповідним тиском та температурою, диференціальне рівняння радіального прогину стінки циліндра матиме вигляд:

$$D \left[\frac{d^4 w(x)}{dx^4} + \frac{d^2}{dx^2} \left(\alpha \frac{\Delta T}{h} \right) \cdot (1 + \mu) \right] = q - \frac{Eh}{r^2} + \frac{Eh}{r} \alpha T_0; \quad (6.2)$$

α – коефіцієнт теплового розширення матеріалу оболонки;

T_0 – температура серединної поверхні оболонки;

ΔT – різниця температур між зовнішньою та внутрішньою поверхнями оболонки.

Надалі розглянемо конструкцію, що складається із металевого циліндра, на який з деяким натягом намотаний композиційний матеріал (рис. 6.12).

Для системи двох циліндрів, металевого та композитного, на основі (6.2) необхідно записати систему двох диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{E_1 h_1^3}{12(1-\mu_1^2)} \left[\frac{d^4 w_1(x)}{dx^4} + \frac{d^2}{dx^2} \left(\alpha_1 \frac{\Delta T_1}{h_1} \right) \cdot (1 + \mu_1) \right] = q_1 - \frac{E_1 h_1}{r_1^2} + \frac{E_1 h_1}{r_1} \alpha_1 T_{01} \\ \frac{E_2 h_2^3}{12(1-\mu_2^2)} \left[\frac{d^4 w_2(x)}{dx^4} + \frac{d^2}{dx^2} \left(\alpha_2 \frac{\Delta T_2}{h_2} \right) \cdot (1 + \mu_2) \right] = q_2 - \frac{E_2 h_2}{r_2^2} + \frac{E_2 h_2}{r_2} \alpha_2 T_{02} \end{cases}, \quad (6.3)$$

де E_1, E_2 – модулі пружності матеріалу металевої та композитної оболонки відповідно;

μ_1, μ_2 – коефіцієнти Пуассона металевої та композитної оболонки;

α_1, α_2 – коефіцієнти теплового розширення матеріалів металевої та композитної оболонки;

T_{01}, T_{02} – температури серединних поверхонь металевої та композитної оболонки;

$\Delta T_1, \Delta T_2$ – різниця температур між зовнішніми та внутрішніми поверхнями металевої та композитної оболонки;

p_1, p_2 – тиск газу на внутрішню поверхню металевої оболонки та розподілене навантаження від механічного натягу на внутрішню поверхню композитної оболонки;

h_1, h_2 – товщина металевої та композитної оболонки відповідно;

r_1, r_2 – радіуси серединних поверхонь металевої та композитної оболонки відповідно.

q_2 – розподілене навантаження від попереднього натягу між металевою та композиційною оболонками, $q_2 = p_2$;

p_2 – контактний тиск в з'єднанні металевої та композитної оболонки;

q_1 – розподілене навантаження на поверхні металевої оболонки,
 $q_1 = p_1 - p_2$;

p_1 – тиск газу всередині металевої оболонки.

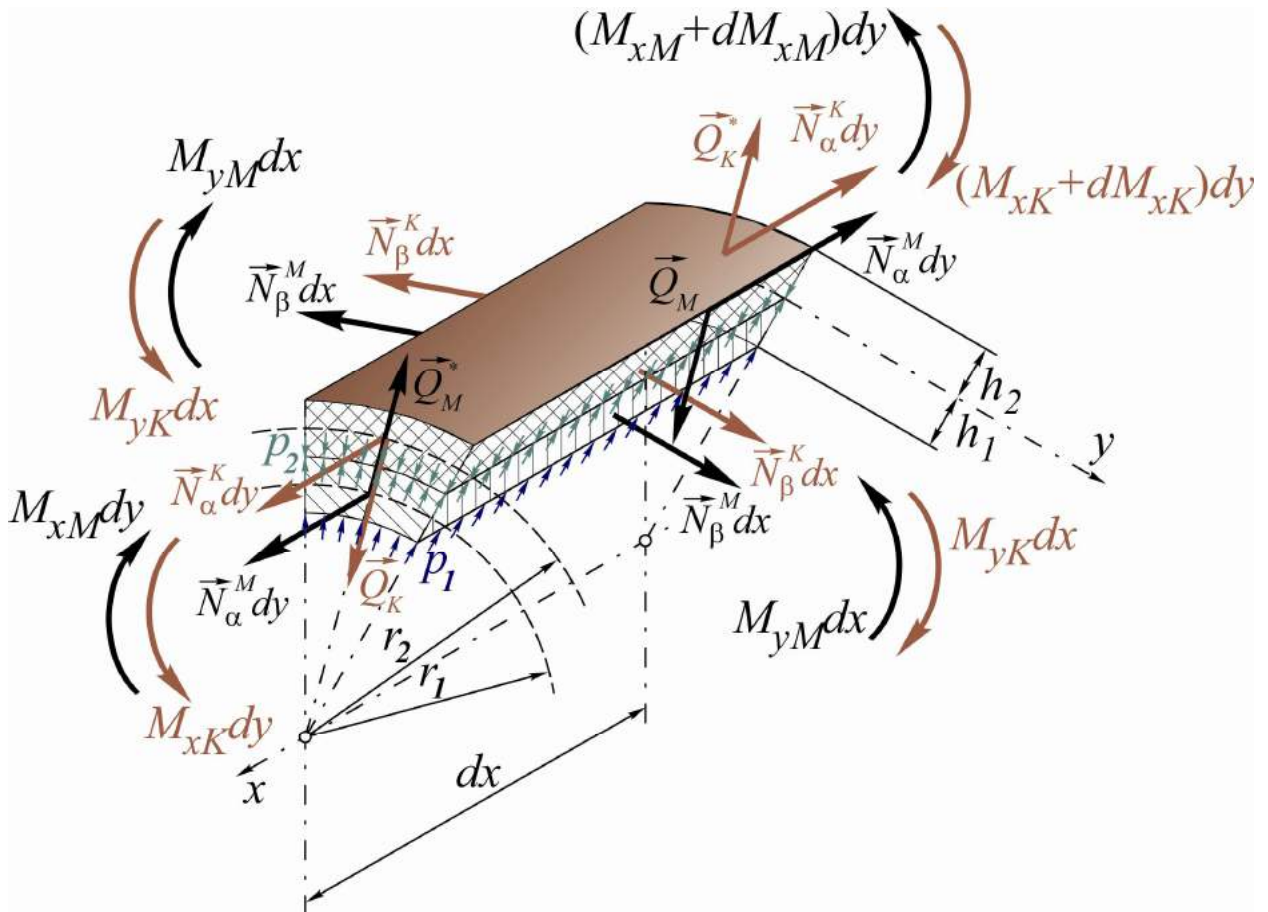


Рисунок 6.12 – Розрахункова схема циліндричної частини ємності комбінованого типу

Повний розв'язок рівнянь системи (6.3) може бути записаний наступним чином:

$$w(x) = w^*(x) + \bar{w}(x), \quad (6.4)$$

де $w^*(x) = e^{-kx} (C_1 \sin(kx) + C_2 \cos(kx)) + e^{kx} (C_3 \sin(kx) + C_4 \cos(kx))$ – загальний розв'язок;

$\bar{w}(x) = \frac{qr^2}{Eh}$ – частковий розв'язок, який визначається в залежності від закону зміни тиску p ;

C_1, C_2, C_3, C_4 – постійні інтегрування, які визначаються із чотирьох граничних умов.

Загальний розв'язок містить дві складові:

$$e^{-kx} (C_1 \sin(kx) + C_2 \cos(kx)) - \text{затухаючу};$$

$$e^{kx} (C_3 \sin(kx) + C_4 \cos(kx)) - \text{збурюючу}.$$

У випадку достатньо довгої оболонки є можливість проаналізувати її напружено-деформований стан в області малого значення x , нехтуючи збурюючою складовою, тобто приймаючи $C_3 = 0$ і $C_4 = 0$. Так само, приймаючи $C_1 = 0$ і $C_2 = 0$ та враховуючи затухаючу складову, можна проаналізувати напружений стан оболонки при значеннях x , близьких до l .

Вважаючи, що днище металевої оболонки приварене до циліндричної частини, його можна змоделювати на обох кінцях жорстким з'єднанням. Вважаючи, що намотана на металеву композитна оболонка має можливість елементарного переміщення в осьовому напрямі, її з'єднання з металевою оболонкою на обох кінцях моделюватимемо шарнірним з'єднанням [142] (рис. 6.13).

З урахуванням вказаних припущень константи інтегрування $C_1 = 1$ $C_2 = 1$ і на основі функції радіальних переміщень запишемо наступним чином:

– для металевої оболонки:

$$w_1(x) = \frac{q_1 r_1^2}{E_1 h_1} \left[1 - e^{-k_1 x} (\sin(k_1 x) + \cos(k_1 x)) \right]; \quad (6.5)$$

– для композитної оболонки :

$$w_2(x) = \frac{q_2 r_2^2}{E_2 h_2} \left[1 - e^{-k_2 x} \cos(k_2 x) \right]. \quad (6.6)$$

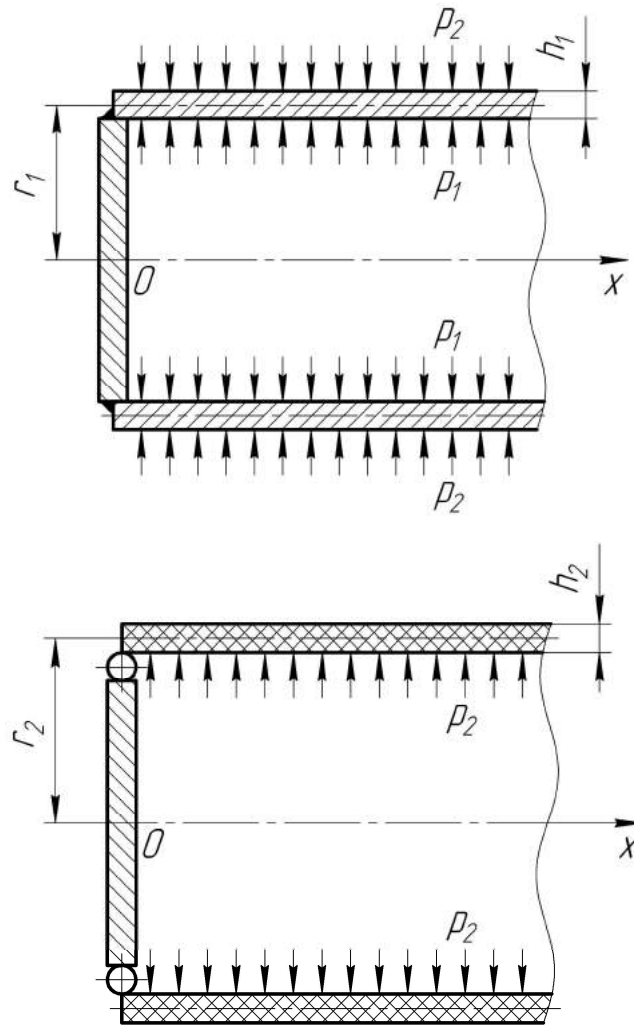


Рисунок 6.13 – Схематизація з'єднання циліндричної частини ємності комбінованого типу з її днищем

Вважаючи розподіл температур по товщині стінки циліндричної оболонки лінійним, запишемо вирази для поперечної (перерізуючої) сили та згинального моменту, що діють в поперечних перерізах конструкції:

$$Q = D \left[\frac{d^3 w(x)}{dx^3} + \frac{d^2}{dx^2} \left(\alpha \frac{\Delta T}{h} \right) \cdot (1 + \mu) \right]; \quad (6.7)$$

$$M_x = D \left[\frac{d^2 w(x)}{dx^2} + \left(\alpha \frac{\Delta T}{h} \right) \cdot (1 + \mu) \right]. \quad (6.8)$$

У повздовжньому перерізі сила розтягу та згинальний момент:

$$N_x = Eh \left(\frac{w(x)}{r} - \alpha T_0 \right); \quad (6.9)$$

$$M_y = D \left[\mu \frac{d^2 w(x)}{dx^2} + \left(\alpha \frac{\Delta T}{h} \right) \cdot (1 + \mu) \right]. \quad (6.10)$$

З метою отримання кінцевих аналітичних залежностей для визначення силових параметрів, що діють у поперечних та повздовжніх перерізах металевої та композитної оболонок диференціюємо функції (6.5) і (6.6) за координатою x :

– для металевої оболонки:

$$\frac{dw(x)}{dx} = \frac{2k_1 q_1 r_1^2}{E_1 h_1} e^{-k_1 x} \sin(k_1 x); \quad (6.11)$$

$$\frac{d^2 w(x)}{dx^2} = \frac{2k_1^2 q_1 r_1^2}{E_1 h_1} e^{-k_1 x} [\cos(k_1 x) - \sin(k_1 x)]; \quad (6.12)$$

$$\frac{d^3 w(x)}{dx^3} = \frac{4k_1^3 q_1 r_1^2}{E_1 h_1} e^{-k_1 x} \left[2 \sin\left(\frac{k_1 x}{2}\right)^2 - 1 \right]; \quad (6.13)$$

– для композитної оболонки:

$$\frac{dw(x)}{dx} = \frac{k_2 q_2 r_2^2}{E_2 h_2} e^{-k_2 x} [\cos(k_2 x) + \sin(k_2 x)]; \quad (6.14)$$

$$\frac{d^2 w(x)}{dx^2} = -\frac{2k_2^2 q_2 r_2^2}{E_2 h_2} e^{-k_2 x} \sin(k_2 x); \quad (6.15)$$

$$\frac{d^3 w(x)}{dx^3} = \frac{2k_2^3 q_2 r_2^2}{E_2 h_2} e^{-k_2 x} [\cos(k_2 x) - \sin(k_2 x)]; \quad (6.16)$$

З урахуванням диференціальних залежностей (6.11) – (6.16) вирази для силових факторів (6.7) – (6.10) набудуть такого вигляду:

– для металевої оболонки:

$$Q_1 = D_1 \left[\frac{4k_1^3 q_1 r_1^2}{E_1 h_1} e^{-k_1 x} \left[2 \sin\left(\frac{k_1 x}{2}\right)^2 - 1 \right] + \frac{d^2}{dx^2} \left(\alpha_1 \frac{\Delta T_1}{h_1} \right) \cdot (1 + \mu_1) \right]; \quad (6.17)$$

$$M_{x1} = D_1 \left[\frac{2k_1^2 q_1 r_1^2}{E_1 h_1} e^{-k_1 x} [\cos(k_1 x) - \sin(k_1 x)] + \left(\alpha_1 \frac{\Delta T_1}{h_1} \right) \cdot (1 + \mu_1) \right]; \quad (6.18)$$

$$N_{x1} = E_1 h_1 \left(\frac{q_1 r_1}{E_1 h_1} \left[1 - e^{-k_1 x} (\sin(k_1 x) + \cos(k_1 x)) \right] - \alpha_1 T_{01} \right); \quad (6.19)$$

$$M_{y1} = D_1 \left[\mu_1 \frac{2k_1^2 q_1 r_1^2}{E_1 h_1} e^{-k_1 x} [\cos(k_1 x) - \sin(k_1 x)] + \left(\alpha \frac{\Delta T_1}{h_1} \right) \cdot (1 + \mu_1) \right], \quad (6.20)$$

– для композитної оболонки:

$$Q_2 = D_2 \left[\frac{2k_2^3 q_2 r_2^2}{E_2 h_2} e^{-k_2 x} [\cos(k_2 x) - \sin(k_2 x)] + \frac{d^2}{dx^2} \left(\alpha_2 \frac{\Delta T_2}{h_2} \right) \cdot (1 + \mu_2) \right]; \quad (6.21)$$

$$M_{x_2} = D_2 \left[-\frac{2k_2^2 q_2 r_2^2}{E_2 h_2} e^{-k_2 x} \sin(k_2 x) + \left(\alpha_2 \frac{\Delta T_2}{h_2} \right) \cdot (1 + \mu_2) \right]; \quad (6.22)$$

$$N_{x_2} = E_2 h_2 \left(\frac{q_2 r_2}{E_2 h_2} \left[1 - e^{-k_2 x} \cos(k_2 x) \right] - \alpha_2 T_{02} \right); \quad (6.23)$$

$$M_{y_2} = D_2 \left[-\mu_2 \frac{2k_2^2 q_2 r_2^2}{E_2 h_2} e^{-k_2 x} \sin(k_2 x) + \left(\alpha \frac{\Delta T_2}{h_2} \right) \cdot (1 + \mu_2) \right]. \quad (6.24)$$

Напруження згину та дотичне напруження в поперечному перерізі:

$$\sigma_x = -\frac{12M_x z}{h^3}; \quad (6.25)$$

$$\tau = \frac{Q}{h} \left(\frac{3}{2} - \frac{6z^2}{h^2} \right); \quad (6.26)$$

$z = \pm \frac{h}{2}$ – відстань від точки до серединної поверхні оболонки; “+” – для зовнішнього, “-” – для внутрішнього шару оболонки.

Напруження згину та нормальні напруження розтягу в повздовжньому перерізі:

$$\sigma_y = -\frac{12M_y z}{h^3}; \quad (6.27)$$

$$\sigma_p = \frac{N_x}{h}. \quad (6.28)$$

З урахуванням залежностей (6.17) – (6.24) вирази для згинальних та нормальних напружень (6.25) – (6.28) набудуть такого вигляду:

– для металевої оболонки:

$$\sigma_{x1} = -\frac{12z_1}{h_1^3} D_1 \left[\frac{2k_1^2 q_1 r_1^2}{E_1 h_1} e^{-k_1 x} [\cos(k_1 x) - \sin(k_1 x)] + \left(\alpha_1 \frac{\Delta T_1}{h_1} \right) \cdot (1 + \mu_1) \right]; \quad (6.29)$$

$$\tau_1 = \frac{1}{h_1} \left(\frac{3}{2} - \frac{6z_1^2}{h_1^2} \right) D_1 \left[\frac{4k_1^3 q_1 r_1^2}{E_1 h_1} e^{-k_1 x} \left[2 \sin\left(\frac{k_1 x}{2}\right)^2 - 1 \right] + \frac{d^2}{dx^2} \left(\alpha_1 \frac{\Delta T_1}{h_1} \right) \cdot (1 + \mu_1) \right]; \quad (6.30)$$

$$\sigma_{y1} = -\frac{12z_1}{h_1^3} D_1 \left[\mu_1 \frac{2k_1^2 q_1 r_1^2}{E_1 h_1} e^{-k_1 x} [\cos(k_1 x) - \sin(k_1 x)] + \left(\alpha \frac{\Delta T_1}{h_1} \right) \cdot (1 + \mu_1) \right]; \quad (6.31)$$

$$\sigma_{p1} = \frac{1}{h_1} E_1 h_1 \left(\frac{q_1 r_1}{E_1 h_1} \left[1 - e^{-k_1 x} (\sin(k_1 x) + \cos(k_1 x)) \right] - \alpha_1 T_{01} \right). \quad (6.32)$$

– ДЛЯ КОМПОЗИТНОЇ ОБОЛОНКИ:

$$\sigma_{x2} = -\frac{12z_2}{h_2^3} D_2 \left[-\frac{2k_2^2 q_2 r_2^2}{E_2 h_2} e^{-k_2 x} \sin(k_2 x) + \left(\alpha_2 \frac{\Delta T_2}{h_2} \right) \cdot (1 + \mu_2) \right]; \quad (6.33)$$

$$\tau = \frac{1}{h_2} \left(\frac{3}{2} - \frac{6z_2^2}{h_2^2} \right) D_2 \left[\frac{2k_2^3 q_2 r_2^2}{E_2 h_2} e^{-k_2 x} [\cos(k_2 x) - \sin(k_2 x)] + \frac{d^2}{dx^2} \left(\alpha_2 \frac{\Delta T_2}{h_2} \right) \cdot (1 + \mu_2) \right]; \quad (6.34)$$

$$\sigma_{y2} = -\frac{12z_2}{h_2^3} D_2 \left[-\mu_2 \frac{2k_2^2 q_2 r_2^2}{E_2 h_2} e^{-k_2 x} \sin(k_2 x) + \left(\alpha \frac{\Delta T_2}{h_2} \right) \cdot (1 + \mu_2) \right]; \quad (6.35)$$

$$\sigma_{p2} = \frac{1}{h_2} E_2 h_2 \left(\frac{q_2 r_2}{E_2 h_2} \left[1 - e^{-k_2 x} \cos(k_1 x) \right] - \alpha_2 T_{02} \right). \quad (6.36)$$

Таким чином, сукупність аналітичних залежностей (6.11) – (6.16), (6.17) – (6.24), (6.29) – (6.36) є математичною моделлю, з допомогою якої є можливим дослідження напружено-деформованого стану металевої оболонки

з композитним підсиленням та здійснення перевірки правильності результатів імітаційного моделювання на етапі дослідження напружено-деформованого стану ємності з врахуванням фактичних умов експлуатації.

6.4 Розроблення засобів для транспортування стиснутого природного газу та критеріїв оцінки їх досконалості

Підсумовуючи результати проведених теоретичних і експериментальних досліджень, можна стверджувати, що для забезпечення працездатності ємностей комбінованого типу, які використовуються для морського транспортування газу в стиснутому стані, необхідними є проведення періодичних технічних оглядів та оцінка їх фактичного технічного стану і, зокрема, з використанням запропонованого вище методу.

З огляду на те, що така процедура є, як вже зазначалось, доволі трудомісткою, доцільним є подальше вдосконалення принципів проектування та комплектування вантажних систем транспортних барж. Також слід зазначити, що виготовлення ємностей комбінованого типу у вигляді рухомого трубопроводу має обмеження, зумовлені технологією формування композитного підсилення на довгомірних циліндричних елементах великого діаметра.

Водночас використання балонів типу CNG-1 або інших конструкцій циліндричних цільнометалевих ємностей з метою транспортування великої кількості газу обумовлює необхідність їх проектування з можливістю експлуатації при досить високих тисках. При цьому основним недоліком циліндричних посудин високого тиску є їх велика маса, зумовлена товстостінністю, і, як наслідок, неефективне використання міцнісних властивостей матеріалу. На противагу їм балони типу CNG-4 характеризуються значно кращими масо-габаритними показниками, однак

при їх застосуванні визначальним є питання високої вартості та обмежень щодо об'єму.

Беручи до уваги недоліки, зумовлені використанням в конструкції різномодульних матеріалів та ортотропністю основних показників міцності композитів, одним із шляхів розв'язання низки проблемних питань зазначених конструкцій є їх перетворення із багат шарових оболонок в багатопорожнинні. Цього можна досягти відокремленням оболонок з утворенням між ними кільцевого простору. За таких умов абсолютно герметичною повинна бути як внутрішня, так і зовнішня оболонки. Наявність протитиску в кільцевому просторі зменшує навантаження на внутрішню оболонку і, відповідно, її товщину. Загалом багатопорожнинні посудини високого тиску позбавлені зазначених вище недоліків, навіть у випадку виготовлення оболонок із різнорідних матеріалів.

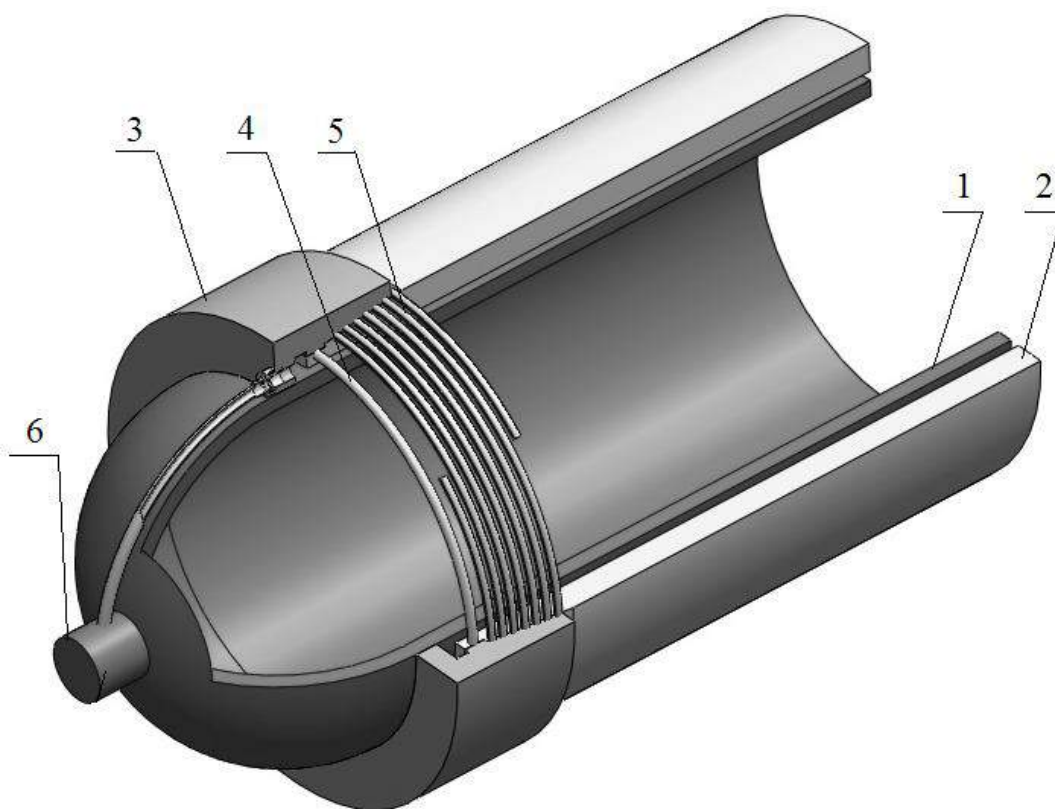
Варіантом багатопорожнинної посудини високого тиску є конструкція, утворена шляхом концентричного розміщення сталевих та композитних труб довжиною, що обмежується особливостями їх закріплення або розмірами транспортної баржі.

На сьогодні світовими виробниками виготовляються труби з епоксидної смоли, армованої скловолокном (GRE), з характеристиками, що дають можливість їх застосування у всіх галузях промисловості. Труби відповідають стандартам ISO 2001, ISO 14692, DIN, ANSI, DNV, API, ASTM, виготовляються діаметром від 50 до 1000 мм, стандартною довжиною 6 і 12 м і розраховані на тиск до 24,5 МПа. Як армуючий матеріал для таких труб використовуються, в основному, скловолокно класу E. Для формування трубопроводів використовуються як клейові, так і механічні з'єднання [143], однак саме вони є обмежувальним чинником щодо максимальних робочих тисків. Результатами досліджень, ініційованих виробником склопластикових труб фірмою Amegon, підтверджено можливість розширення області їх використання шляхом введення в конструкцію з'єднання із спеціальним

вставним фіксуючим елементом [144]. Позитивні результати стосовно використання подібних конструкцій, а саме з'єднань зі вставним витком, отримані також авторами [145, 146]. З врахуванням цього, конструктивна схема пропонованої багатопорожнинної посудина високого тиску має вигляд, зображений на рисунку 6.14.

В базовому варіанті пропонованої конструкції зовнішня оболонка виконана із склопластикової труби діаметром 600 мм з робочим внутрішнім тиском 10 МПа, а внутрішня з труби діаметром 530 мм із сталі групи міцності X80. Тиск у внутрішній оболонці приймемо рівним 20 МПа.

Для оцінки досконалості такої конструкції необхідним є визначення масо-габаритних показників оболонок.



1 – сталева труба з напівсферичним днищем; 2 – композитна труба;
3 – сталева напівмуфта; 4 – ущільнюючий елемент; 5 – вставний фіксуючий
елемент; 6 – мультиклапан

Рисунок 6.14 – Схема конструкції багатопорожнинної посудини високого тиску, утвореної з використанням композитної і сталеві труби

Згідно з ASTM D2992 [147] для обчислення кільцевих напружень в трубопроводі, виготовленому із композитних труб, які розглядаються як товстостінні конструкції, використовується формула

$$\sigma = p \frac{D - t_r}{2t_r}, \quad (6.37)$$

де σ – кільцеві напруження, Па;

D – зовнішній діаметр, м;

p – внутрішній тиск, Па;

t_r – товщина стінки, м.

Звідси необхідна товщина стінки становить

$$t_r = \frac{pD}{2[\sigma] + p}, \quad (6.38)$$

де $[\sigma]$ – допустиме значення кільцевих напружень, Па.

Допустимі напруження визначаються з врахуванням властивостей матеріалу та коефіцієнта запасу міцності:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_B}{K}, \quad (6.39)$$

де σ_B – границя міцності композитного матеріалу в коловому напрямку;

K – коефіцієнт запасу міцності.

Згідно [142] властивості матеріалу для труби і фіксуєчного елемента наведені в таблиці 6.1. Густина матеріалу при цьому становить 1920 кг/м^3 .

За вказаних умов розрахункова товщина стінки зовнішньої оболонки при коефіцієнті запасу міцності 2,5 становить 24 мм.

Таблиця 6.1 – Властивості матеріалу для труби і фіксуючого елемента

Властивості матеріалу	Труба та елементи з'єднання			Фіксуючий елемент
	радіальні	осьові	колові	
Границя міцності, МПа	65	65	300	48
Модуль Юнга, МПа	2000	10000	25300	350
Коефіцієнт Пуассона	0,35	0,4	0,49	0,4
Модуль зсуву, МПа	741	3471	8490	1250

Що стосується внутрішньої оболонки, то слід зазначити, що для балонів типу CNG-2 руйнівний тиск металевого лейнера повинен бути не меншим 26 МПа [63]. В зазначеній конструкції циліндрична частина і сферичні днища є тонкостінними оболонками. Згідно з рівнянням Лапласа [142] для сферичних тонкостінних оболонок, частинами яких є днища металевого лейнера балона, колові та меридіальні напруження рівні між собою і визначаються як

$$\sigma_t = \sigma_m = \frac{p \cdot R}{2 \cdot h}, \quad (6.40)$$

де R – радіус серединної поверхні оболонки;

h – товщина стінки оболонки.

Для циліндричних тонкостінних оболонок меридіальні (осьові) напруження визначаються за аналогічною залежністю, а колові є вдвічі більшими за значенням. При цьому, оскільки оболонка є тонкостінною, радіус серединної поверхні може бути замінено радіусом зовнішньої поверхні оболонки. Таким чином, для балонів типу CNG-2, міцність яких в осьовому напрямку визначається саме металевим лейнером, коефіцієнт запасу міцності в цьому напрямку при робочому тиску 20 МПа буде рівним 2,6.

За умов виготовлення внутрішньої оболонки вантажних ємностей з труб зі сталі групи міцності X80, для яких границя плинності основного металу становить не менше 555 МПа, допустимі напруження будуть рівними

$$[\sigma] = \frac{\sigma_n}{K} = \frac{555}{2,6} = 213,46 \text{ МПа}, \quad (6.41)$$

де σ_n – границі плинності;

K – коефіцієнта запасу міцності.

Необхідна товщина стінки внутрішньої оболонки з врахуванням виразу (6.40) визначається як

$$t_r = \frac{p \cdot D}{4[\sigma]} \quad (6.42)$$

і становить 12,4 мм.

Прийнявши для сталеві оболонки товщину стінки рівну 13 мм, колові напруження в ній за тиску в кільцевому просторі, рівному 10 МПа, а безпосередньо в оболонці – 20 МПа, складатимуть 203,8 МПа. За відсутності тиску в кільцевому просторі колові напруження можуть сягати 407,7 МПа. При цьому коефіцієнт запасу міцності буде рівним 1,3.

З огляду на наявність зони з'єднання сферичної і циліндричної частин сталеві оболонки, якій характерний так званий краєвий ефект, кріплення склопластикові труби до металеві здійснюється з використанням напівмуфти із спеціальною різьбою зі вставним фіксуєчим елементом, що монтується саме в цій зоні і виконує роль кільця жорсткості.

З міркувань безпеки, приймаємо остаточно товщину стінки зовнішньої оболонки рівною 25 мм. При цьому маса одного метра труби 600x25 становитиме 86,7 кг, а труби 530x13 – 165,7 кг. Площа поперечного перерізу внутрішньої труби становить 0,1994 м², а кільцевого простору – 0,0169 м².

Відповідно і об'єм одного метра порожнини внутрішньої труби рівний $0,1994 \text{ м}^3$, а кільцевого простору – $0,0169 \text{ м}^3$.

Для визначення маси газу в ємності із заданими параметрами використовуючи формулу Менделєєва-Клапейрона для ідеального газу

$$P \cdot V = \frac{m}{\mu} \cdot R \cdot T, \quad (6.43)$$

отримаємо вираз

$$m = \frac{PV\mu}{RT}, \quad (6.44)$$

де V – внутрішній об'єм вантажної ємності;

P – робочий тиск у вантажній ємності при транспортуванні;

T – абсолютна температура при транспортуванні;

μ – молярна маса транспортованого газу;

R – універсальна газова стала, $R = 8314,41 \text{ Дж/кмоль} \cdot \text{град}$.

Властивості метану відрізняються від властивостей ідеального газу і виражаються у його стисливості. Ця особливість стає відчутною при низьких температурах і високих тисках. Стисливість газу, а саме, відношення добутку PV для метану за вказаних умов до PV при 0°C і 760 мм рт. ст. , авторами [62] позначено як $S(p, t)$. Для зручності використання табличні дані, наведені в [148, 149], переведені в систему СІ і подаються у вигляді сімейства графіків. Графік функції стисливості метану для різних температур зображений на рисунку 6.15.

При врахуванні стисливості газу, вираз для визначення його маси у вантажній ємності набуде такого вигляду

$$m = \frac{P \cdot V \cdot \mu}{R \cdot S(p, t) \cdot T_0}, \quad (6.45)$$

де $T_0 = 273^\circ\text{K}$.

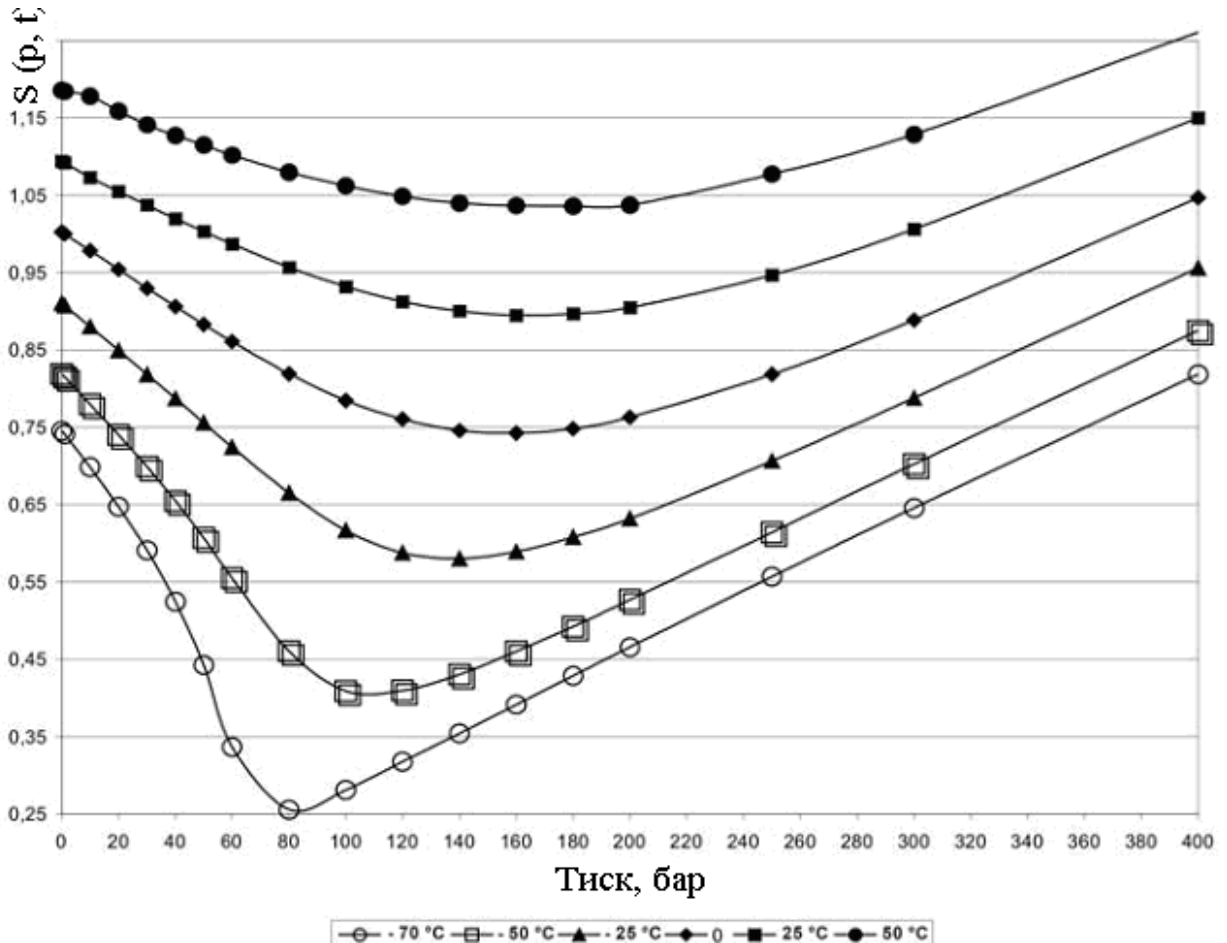


Рисунок 6.15 – Значення функції стисливості метану $S(p, t)$ при різних температурах і тисках по відношенню до PV при 0°C і 760 мм рт. ст.

З метою порівняння запропонованого варіанту конструкції ємності для транспортування стиснутого природного газу із ємностями аналогічного призначення при відомій масі газу і самої ємності можуть бути використані такі загальновідомі критерії, як відношення маси вантажу у вантажній ємності до маси порожньої вантажної ємності (G) та відношення маси вантажу у вантажній ємності до маси заповненої вантажної ємності (η). Щодо

відношення маси балона до його ємності (корисного внутрішнього об'єму, вимірюваного у літрах води), яке називають “коефіцієнтом досконалості” і використовують для оцінки та порівняння балонів різних типів, то воно є не придатним для багатопорожнинних ємностей і ємностей з робочим тиском, відмінним від 20 МПа.

Однак, зважаючи на те, що для обліку газу, який видобувається із свердловин і транспортується до споживача, прийнято використовувати нормальні (0,1013 МПа, 273,15 К) або стандартні (0,1013 МПа, 293,15 К) метри кубічні, то доцільним є введення нового, більш універсального критерію. При цьому бажаною є незалежність його не тільки від робочого тиску ємностей, а й від складу газу, що транспортується.

Таким критерієм є відношення маси ємності до об'єму транспортованого в ній газу, приведенного до нормальних умов

$$j = \frac{m_{\epsilon}}{V_0}, \quad (6.50)$$

де m_{ϵ} – маса ємності, кг;

V_0 – об'єм газу, н. м³.

Об'єм газу V_0 , що наповнює ємність, приведений до нормальних умов за відомою його масою m , визначається як

$$V_0 = \frac{m}{\rho_0}, \quad (6.51)$$

де ρ_0 – густина газу за нормальних умов.

Так як природний газ за нормальних умов можна розглядати як ідеальний газ, то його густина із формулу Менделєєва-Клапейрона для ідеального газу (6.43) може бути визначена як

$$\rho_0 = \frac{P_0 \cdot \mu}{R \cdot T_0}, \quad (6.52)$$

де P_0 – тиск за нормальних умов (101325 Па);

T_0 – температура за нормальних умов (273,15 К).

Підставивши вирази (6.45) і (6.52) в (6.51), отримаємо

$$V_0 = \frac{\frac{P \cdot V \cdot \mu}{R \cdot S(p,t) \cdot T_0}}{\frac{P_0 \cdot \mu}{R \cdot T_0}} = \frac{P \cdot V}{S(p,t) \cdot P_0}. \quad (6.53)$$

Для багатопорожнинних ємностей отримана вище залежність набуде вигляду

$$V_0 = \frac{1}{P_0} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{P_i \cdot V_i}{S_i(p,t)}, \quad (6.54)$$

де n – кількість окремих порожнин в ємності;

P_i – робочий тиск в i -ій порожнині;

V_i – об'єм i -ї порожнини;

$S_i(p,t)$ – стисливість метану для умов i -ї порожнини.

Для запропонованої конструкції ємності введений критерій залежатиме від довжини ємності. З метою порівняння визначено його значення для ємності зі склопластиковою трубою довжиною 6 і 12 м та конструкції у вигляді довгомірної труби. Маса ємності довжиною 6 і 12 м включає в себе масу циліндричних частин внутрішньої та зовнішньої оболонок, масу сферичних днищ внутрішньої оболонки та масу двох напівмуфт. Для довгомірної труби маса днищ і напівмуфт не врахована.

Таким чином для ємності:

- довжиною 6 м – $j=6,727$ кг/н.м³;
- довжиною 12 м – $j=6,241$ кг/н.м³;
- довгомірної – $j=5,544$ кг/н.м³.

Для порівняння балони типу CNG-4 виробництва компанії HEXAGON Lincoln USA, що входять до складу модулів TITAN 4, характеризується параметром $j=1,042$ кг/н.м³, а балони типу CNG-1 виробництва NK CO LTD Korea – $j=5,634$ кг/н.м³.

Зменшити масу ємностей запропонованої конструкції можливо шляхом використання матеріалів з кращими міцнісними характеристиками. Так, згідно з [150] розглядаються варіанти виконання елементів ємностей комбінованого типу, і балонів CNG-2 зокрема, зі сталі X80 та 30ХГСА. Механічні властивості металу зварних з'єднань із сталі 30ХГСА є значно вищими. Мінімальне значення границі міцності складає 1100 МПа, а границі плинності – 1000 МПа. Тоді для внутрішньої оболонки вантажних ємностей труб зі сталі 30ХГСА допустимі напруження будуть рівними 384,62 МПа, а необхідна товщина стінки внутрішньої оболонки за осьовими навантаженнями становитиме 6,9 мм. Для труби з стандартною товщиною стінки 7 мм маса одного метра складає 90,3 кг, а внутрішній об'єм – 0,2091 м³. При цьому для довгомірної конструкції запропонований критерій суттєво покращується і становить $j=3,63$ кг/н.м³. Для ємностей довжиною 6 та 12 м зниження критерію j є менш відчутним через значну масу напівмуфт.

Таким чином, оптимальним є виконання запропонованої багатопрожнинної ємності у вигляді довгомірної конструкції, обмеженої параметрами морського транспортного засобу.

Висновки до розділу 6

1. Для оцінки стану поверхні металевих лейнерів комбінованих посудин високого тиску, доступ до яких є неможливим через наявність зовнішнього зміцнюючого шару композитного матеріалу, удосконалено конструкцію пристрою, створеного на базі високочастотного індуктивного давача, в якому завдяки автоматичному переміщенню давача в осьовому і коловому напрямках реалізується можливість ідентифікації дефектів за розмірами і за формою з високою точністю вимірювання та відтворення дефекту у тривимірному вигляді.

2. На основі запропонованих засобів розроблено метод оцінки працездатності обладнання для транспортування стиснутого природного газу з врахуванням технічного стану та особливостей умов його експлуатації. Відповідно до зазначеного методу визначення розрахункового тиску руйнування ємностей комбінованого типу здійснюється з врахуванням фактичного стану їх небезпечних зон та впливу на формування напружено-деформованого стану особливостей умов експлуатації.

Беручи до уваги необхідність перевірки правильності результатів імітаційного моделювання на етапі дослідження напружено-деформованого стану ємності з врахуванням фактичних умов експлуатації, розроблено її математичну модель, яка враховує умови взаємодії елементів конструкції, дію внутрішнього тиску газу та температури.

3. З метою забезпечення працездатності обладнання при транспортуванні стиснутого природного газу з врахуванням особливостей умов його експлуатації у складі морських транспортних засобів розроблено конструкцію багатопорожнинної посудини високого тиску, створеної з використанням склопластикових і сталевих труб. Для порівняльної оцінки ємностей різних типів та робочих тисків введено критерій досконалості, який

визначається відношенням маси ємності до об'єму газу, що транспортується в ній, приведенного до нормальних умов.

РОЗДІЛ 7

МЕТОДОЛОГІЧНІ ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРОЦЕСІВ ЗАВАНТАЖЕННЯ ТА РОЗВАНТАЖЕННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

7.1 Методологія комплектування технологічних барж та реалізації процесу завантаження транспортних засобів

Як вже зазначалось, технологічні баржі комплектуються обладнанням для очищення, осушення, стиснення та проміжного накопичування видобутого газу. За умов використання транспортної технології CNG при експлуатації морських родовищ наявність обладнання для проміжного накопичування видобутого газу є обов'язковою. Це зумовлено, насамперед, таким чинником, як стан моря, що може внести значні корективи в графіки руху транспортних CNG суден чи барж. Через це реалізація транспортної технології CNG для експлуатації морських родовищ практично не можлива без технологічних транспортних засобів з обладнанням для проміжного накопичування видобутого газу. Їх наявність забезпечує можливість безперервної експлуатації свердловин і якісну підготовку газу і за різного складу продукції та устьових тисків. Вантажна система, наявна у технологічних транспортних засобах, сприяє узгодженню роботи компресорного обладнання, з допомогою якого реалізуються етапи стиснення газу із можливою продуктивністю підключених свердловин.

Загалом при використанні суден або барж технологічного і транспортного типу процес завантаження реалізується за трьома схемами (рис. 7.1).

Перша схема відображає процес завантаження транспортного судна газом, підготовленим на технологічному судні за звичайних умов. Друга

схема відповідає процесу аварійного заповнення вантажної системи технологічного судна за відсутності з'єднання з судном чи баржею транспортного типу через несприятливі погодні умови, або реалізацію з'єднувально-роз'єднувальних операцій. Третя схема відображає процес післяаварійного завантаження транспортного судна підготовленим газом із свердловини і вантажної системи технологічного судна одночасно.

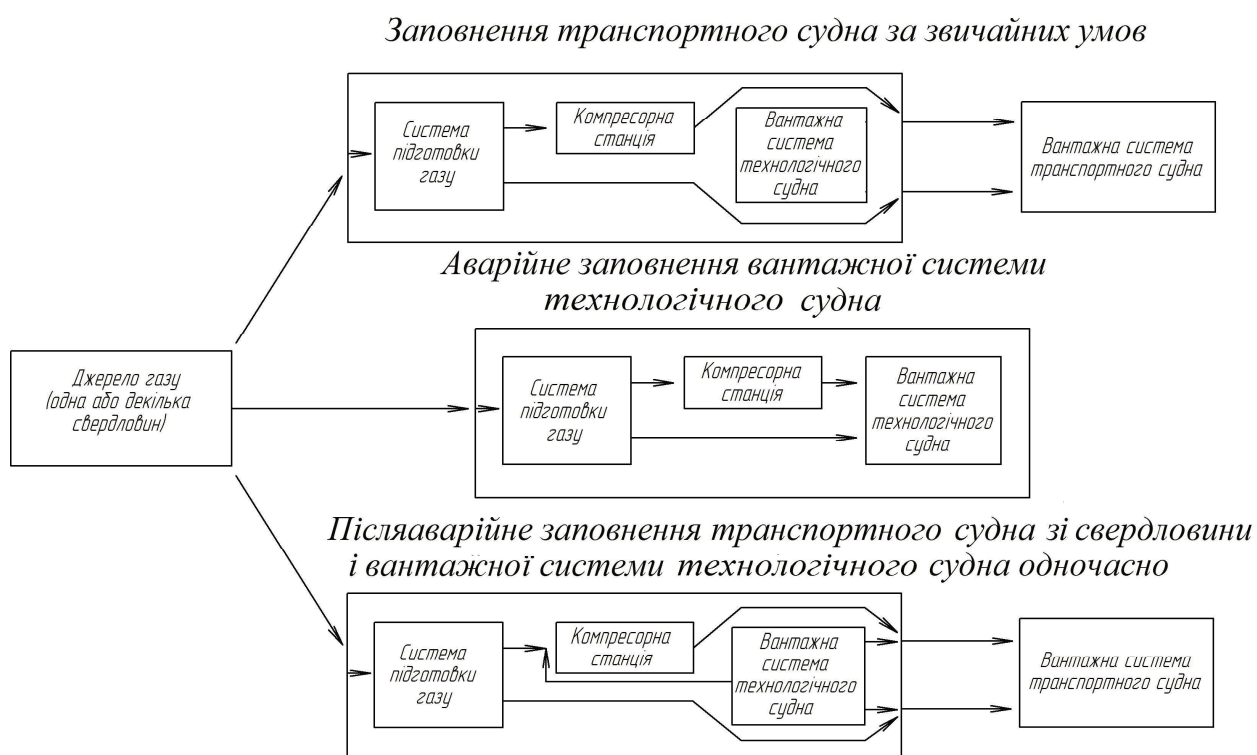


Рисунок 7.1 – Варіанти схем реалізації процесу завантаження транспортних суден

Найскладнішим із варіантів є завантаження транспортного судна з джерела постачання та вантажної системи технологічного судна одночасно. При цьому слід виділити такі етапи процесу: завантаження транспортного судна за рахунок тиску газу джерела постачання; завантаження транспортного судна за рахунок тиску газу вантажної системи технологічного судна; завантаження транспортного судна газом вантажної

системи технологічного судна з використанням компресорів; завантаження транспортного судна газом джерела постачання з використанням компресорів.

З врахуванням результатів проведеного аналізу особливостей та засобів реалізації процесів підготовки та стиснення газу розроблено схему комплектування технологічних барж (суден), покликаних забезпечити експлуатацію офшорних родовищ з використанням транспортної технології CNG (рис. 7.2).

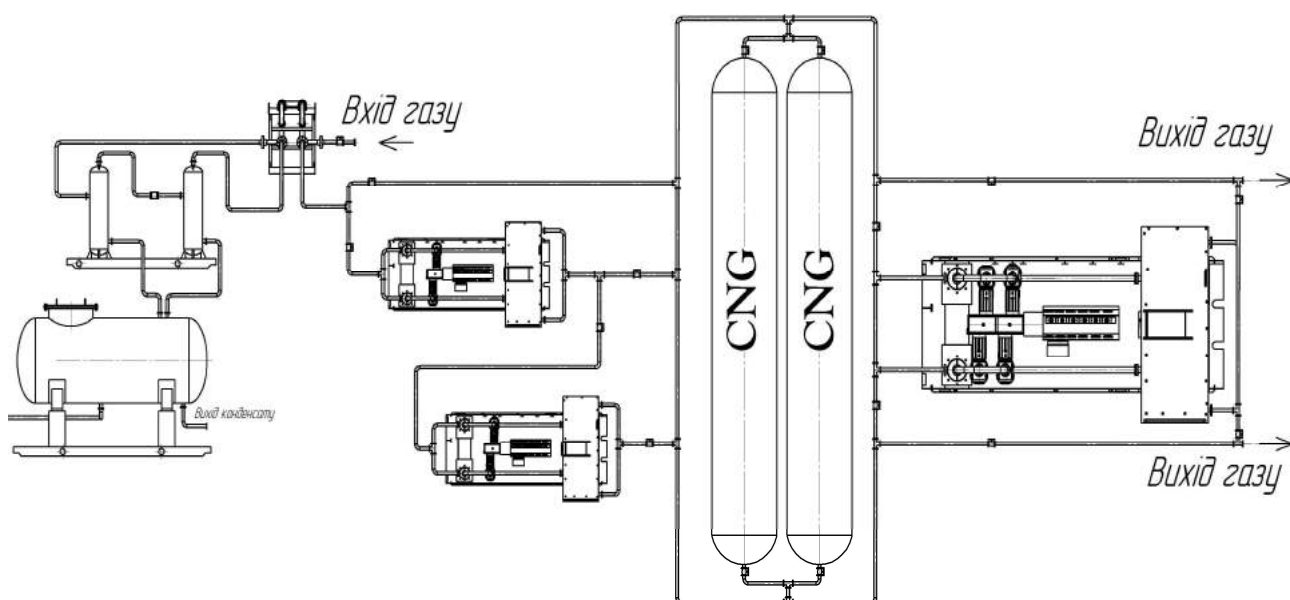
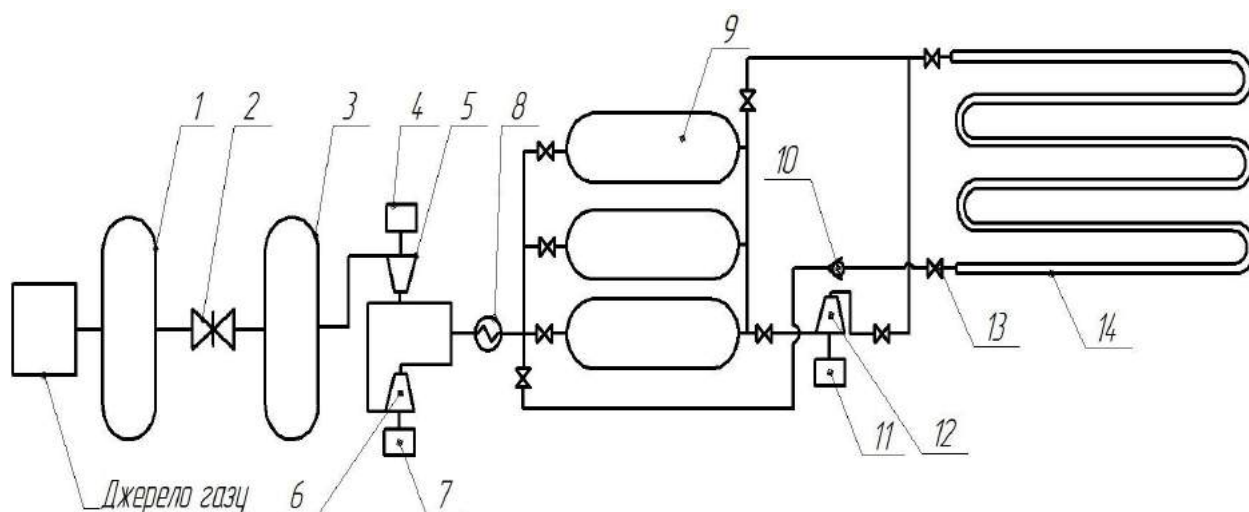


Рисунок 7.2 – Схема комплектування технологічних барж

Комплектування технологічних барж відповідно до запропонованої схеми забезпечує можливість реалізації процесу завантаження за будь-яких умов і, зокрема, зазначених на рисунку 7.1. При цьому для найскладнішого із варіантів за умов облаштування транспортної баржі вантажною системою у вигляді рухомого трубопроводу та невисокого тиску джерела газу процес завантаження відбуватиметься відповідно до схеми, описаної нижче та наведеної на рисунку 7.3.

Газ із свердловини, пройшовши попереднє очищення в сепараторі першого ступеня 1, надходить на дросель 2. Підготовлений в сепараторі другого ступеня 3 газ зазнає стиснення в компресорі першого ступеня 5 і подається в окремий модуль вантажної системи 14 транспортної баржі. При підвищенні тиску в ньому до максимального тиску першого ступеня стиснення газ подається в інший модуль вантажної системи транспортної баржі. Водночас у попередній модуль за рахунок наявного високого тиску подається газ із ємностей 9 вантажної системи технологічної баржі.



1 – сепаратор першого ступеня; 2 – дросель; 3 – сепаратор другого ступеня; 4 – компресор першого ступеня; 5 – привод компресора першого ступеня; 6 – компресор другого ступеня; 7 – привод компресора другого ступеня; 8 – холодильна установка; 9 – вантажна ємність технологічного судна або баржі; 10 – клапан зворотний; 11 – привод резервного двоступінчастого компресора; 12 – компресор резервний двоступінчастий; 13 – засувка; 14 – вантажна ємність транспортного судна або баржі (рухомий трубопровід)

Рисунок 7.3 – Схема реалізації процесу завантаження транспортної баржі

За умов наявності тільки двох окремих модулів у вантажній системі транспортної баржі після вирівнювання тисків у вантажній системі технологічної та першому модулі транспортної баржі завантаження продовжується шляхом введення в дію компресора другого ступеня 6 і подавання газу із джерела в перший модуль. При цьому за необхідності газ із вантажної системи технологічної баржі може надходити в другий модуль спочатку під власним тиском, а в подальшому і з використанням резервного компресора 12. Після заповнення першого модуля газ із компресора другої ступені 6 продовжує надходити в другий модуль. Під час від'єднання транспортної баржі газ подається в ємності 9 вантажної системи технологічної баржі.

7.2 Методологія реалізації процесу розвантаження транспортних засобів

Для реалізації будь-якого окремого проекту з використанням технології CNG є необхідною наявністю достатньої кількості транспортних засобів, які мають відповідну місткість і швидкість. При цьому в пункті розвантаження передбачається наявність, за винятком непередбачених обставин, пришвартованого і розвантажуваного суден. При організованій таким чином роботі суднова система для транспортування стиснутого природного газу забезпечує такий же рівень постачання, як і магістральний трубопровід. Однак, в такому випадку різко зростає кількість транспортних засобів, що є небажаним при реалізації початкових проектів. У іншому варіанті проекту суднові трубопроводи і обладнання приймального терміналу можуть бути розраховані таким чином, що газ із суден розвантажують за відносно короткий час (наприклад 2-8 годин) у порівнянні зі звичайним часом розвантаження.

Тому на даному етапі є необхідним розроблення рекомендацій щодо облаштування розвантажувальних терміналів та режимів їх роботи для реалізації процесу розвантаження за мінімальних енергетичних, матеріальних витрат із одночасним забезпеченням працездатності використовуваного обладнання.

Процес розвантаження морських транспортних засобів, як уже зазначалось у розділі 3, може протікати у критичному і докритичному режимах. При критичному і докритичному режимах процес супроводжується постійним зменшенням тиску в ємностях вантажної системи і відповідно маси газу, що витікає з них. За умов розвантаження газу в трубопроводі із робочим тиском близько 5 МПа, критичний режим витікання спостерігатиметься до моменту падіння тиску в ємності до близько 10 МПа. При подальшому зниженні тиску процес протікатиме у докритичному режимі. При вирівнюванні тисків витрата газу зменшиться до нуля. Продовжити розвантаження морських транспортних засобів можливо тільки після пониження тиску на шляху руху газу.

В процесі розвантаження передбачається використання обладнання для стиснення газу [69, 70]. Саме введення його в дію приводить до відновлення процесу зниження тиску на вхідній лінії. При цьому на початковому етапі роботи компресора використання його потужності буде мінімальним і зростатиме по мірі збільшення різниці між тиском на виході і тиском на вході в компресор. За умов введення в дію компресора ще до моменту вирівнювання тиску в трубопроводі і ємностях вантажної системи виконання корисної роботи зі стиснення газу не відбуватиметься. Робота компресора тільки сприятиме підвищенню швидкості витікання газу із ємності. Зважаючи на те, що розвантаження супроводжується постійним зменшенням тиску в ємностях вантажної системи, за будь-яких умов обладнання компресорної станції працюватиме у нестационарному режимі. Масова

витрата газу буде залежати або від параметрів вантажної системи CNG суден, або від характеристики обладнання для стиснення.

Покращення умов роботи обладнання для стиснення, зокрема для варіанту забезпечення з використанням технології CNG рівня постачання газу, що відповідає роботі магістрального трубопроводу, є можливим завдяки використанню спеціальних регулюючих пристроїв. Вибір обладнання при цьому необхідно здійснювати з міркувань мінімізації енергетичних витрат. Їх зменшенню також сприятиме збільшення кількості незалежних ступенів стиснення газу. Однак, обумовлене цим збільшення кількості обладнання не сприятиме забезпеченню працездатності розвантажувальних терміналів загалом.

За умов розвантаження суден за відносно короткий час необхідно забезпечити протікання процесу тільки у критичному режимі, що є можливим при зменшенні тиску в системі, куди витікає газ.

За будь-яких характеристик джерел постачання та варіантів організації роботи системи транспортування стиснутого природного газу розвантаження транспортних засобів здійснюється в існуючу газотранспортну систему. Якщо розглядати можливість реалізації проекту для зазначених вище перспективних нафтогазоносних площ, то оптимальним варіантом виходу на суходіл є район Іллічівська та Одеси. За результатами аналізу наявної газотранспортної інфраструктури у вказаному районі очевидною є необхідність спорудження ділянки газопроводу для з'єднання з розвантажувальним терміналом.

У відповідності з [151] за робочим тиском магістральні газопроводи поділяються на два класи: клас I – робочий тиск від 2,5 до 10 МПа включно; клас II – робочий тиск від 1,2 до 2,5 МПа включно. Газопроводи, які експлуатуються за тисків нижче 1,2 МПа – це вже не магістральні, а промислові, заводські, підвідні газопроводи та газові мережі в населених пунктах.

Зважаючи на тривалість експлуатації та технічний стан наявних магістральних газопроводів, їх максимальний робочий тиск складає близько 5,5 МПа. При спорудженні з'єднувальної ділянки газопроводу згідно з чинними нормативними документами її максимальний робочий тиск може становити 7,5 МПа. Також можливим є спорудження багатогілкових магістральних газопроводів.

З врахуванням сказаного вище та на основі результатів попередніх досліджень з метою зменшення енергетичних та матеріальних витрат із одночасним сприянням забезпеченню працездатності використовуваного обладнання при впровадженні початкових проектів пропонуються окремі рекомендації щодо облаштування розвантажувальних терміналів та режимів їх роботи.

При спорудженні з'єднувальної ділянки газопроводу слід передбачити укладання двох паралельних гілок з робочим тиском 7,5 МПа та діаметром, що забезпечує акумулюючу здатність, визначену з врахуванням обсягів транспортованого газу. В межах розвантажувального терміналу і, відповідно, на початку з'єднувального газопроводу необхідно облаштувати компресорну станцію з двома чи більше незалежними ступенями стиснення. Під'єднання з'єднувальної ділянки до магістрального газопроводу існуючої транспортної системи потрібно здійснити через газорозподільчу станцію та передбачити наявність компресорної станції з тиском на виході, рівним робочому тиску магістралі (рис. 7.4).

За умов, коли суднова система для транспортування стиснутого природного газу забезпечує такий же рівень постачання, як і магістральний трубопровід природного газу, розвантаження необхідно здійснювати в розрахунковому режимі з використанням регулюючих пристроїв до моменту, що відповідає зниженню швидкості за межі розрахункової. При цьому газ подається через одну гілку з'єднувальної ділянки у магістральний газопровід. У цей час в іншій гілці газопроводу тиск газу повинен бути нижчим 1,2 МПа,

що, як вже зазначалось, відповідає тиску підвідних газопроводів та газових мереж у населених пунктах. Пониження тиску до вказаного значення досягається шляхом відбору газу місцевими споживачами або подачі його в магістральний газопровід з використанням компресорного обладнання газорозподільчої станції.

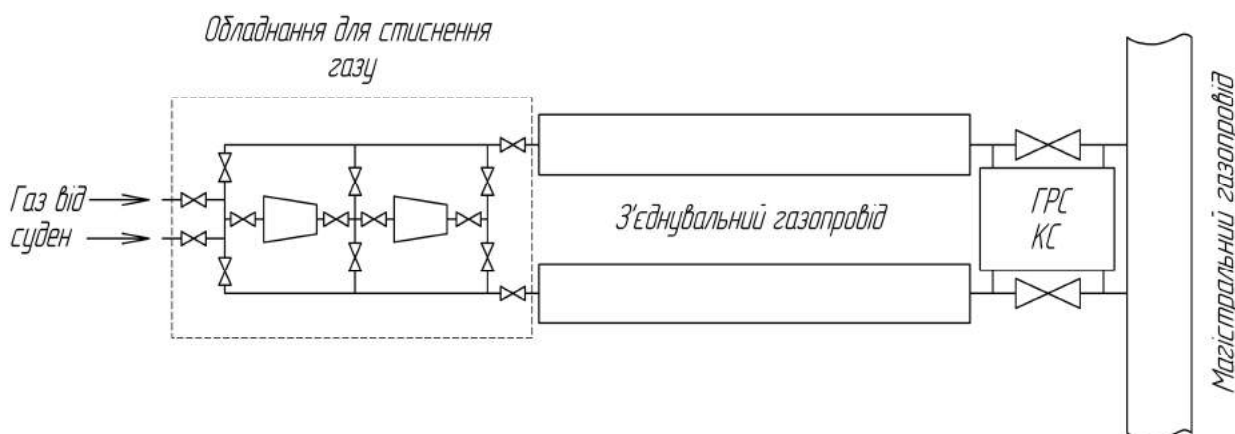


Рисунок 7.4 – Схема облаштування розвантажувального терміналу

Подальше розвантаження газу із ємностей вантажної системи реалізується шляхом подавання його у другу гілку з'єднувального газопроводу. Процес триває до моменту допустимого зменшення подачі газу із розвантажувального транспортного засобу. При цьому тиск газу у вантажній системі повинен бути меншим або значно меншим робочого тиску у магістральному газопроводі. Надалі процес триває із почерговим введенням в дію обладнання для стиснення, наявного у розвантажувальному терміналі.

Розвантаження суден за короткий час, що передбачає протікання процесу тільки в критичному режимі, реалізується поетапно і передбачає:

1. Витікання газу із ємностей вантажної системи у першу гілку з'єднувального газопроводу, за умов її під'єднання до магістрального газопроводу. Етап триває допоки відношення тиску газу в з'єднувальному газопроводі і ємностях не досягне критичного значення.

2. Витікання газу із ємностей вантажної системи у другу гілку з'єднувального газопроводу, початковий тиск в якій не перевищує 1,2 МПа. Другий етап також триває до моменту досягнення критичного значення співвідношення тисків.

3. Розвантаження газу із ємностей вантажної системи у першу гілку з'єднувального газопроводу з використанням обладнання для його стиснення. З перевищенням тиску газу у гілці з'єднувального газопроводу значення максимального робочого тиску для магістрального газопроводу процес продовжується при закритій засувці на виході першої вітки до моменту підняття тиску в ній вище 7,5 МПа або повного розвантаження ємностей вантажної системи.

4. За умов неможливості повного розвантаження у першу гілку, процес продовжується при під'єднанні другої гілки і реалізується з використанням обладнання для стиснення газу.

За час від'єднання розвантаженого судна та під'єднання нового з гілок з'єднувального газопроводу відбувається відбір газу в кількості, необхідній для досягнення значень тиску, рекомендованих для початку процесу розвантаження наступного судна. Відбір може тривати і впродовж всього процесу розвантаження суден CNG, а з другої гілки газопроводу здійснюватися безпосередньо споживачами через газорозподільну станцію.

7.3 Розроблення методології контролю корозійних втрат металу лінійної частини газопроводів

При розвантаженні CNG суден наявна система магістральних газопроводів піддаватиметься впливу періодично зростаючих тисків газу. Таким чином, необхідним є проведення досліджень окремих ділянок газопроводів існуючої системи стосовно їх поведінки в умовах підвищених тисків. Це пов'язано з наявністю корозійних поверхневих пошкоджень труб.

Оцінити фактичний стан газопроводу шляхом виявлення дефектних ділянок можна за результатами електрометричних обстежень або з використанням внутрішньотрубних дефектоскопічних пристроїв. Визначення характеру і лінійних розмірів дефектів, виявлених вказаними методами, здійснюється, як правило, традиційними методами неруйнівного контролю.

Наступним етапом є аналіз дефектних ділянок на міцність і довговічність на основі достовірних розрахункових методик та формулювання висновків щодо стану газопроводу. Вхідними даними на цьому етапі є дані, отримані за результатами дефектоскопії. Сучасні прилади неруйнівного контролю, в основному, розроблені для виконання завдань пошуку та ідентифікації дефектів в тілі труби. Тому їх застосування для завдань визначення величини (площі, об'єму) та орієнтації корозійних поверхневих пошкоджень газопроводів є досить трудомістким, особливо за умови контролю труб, покритих ізоляцією.

Для контролю корозійних пошкоджень трубопроводів використовують систему сканування по поверхні труби та сенсори постійного визначення рівня корозійних пошкоджень металу [151-154]. На даний час проблема вирішується шляхом комп'ютеризації процесів контролю та автоматизації зберігання і обробки інформації. Сучасні товщиноміри і твердоміри мають пам'ять для запису результатів вимірювань та забезпечені можливістю зв'язку з комп'ютером для створення баз даних і паспортизації об'єктів. Ультразвуковий товщиномір «Скат-4000» [155] дозволяє також реєструвати рельєф виробу, що є важливим в процесі оцінки ступеня корозійного пошкодження внутрішньої стінки трубопроводу. Але використання ультразвукових сенсорів вимагає наявності постійного імерсійного середовища між давачем та поверхнею, що в польових умовах реалізується лише при точковому контролі товщини стінки трубопроводу та при ультразвуковій дефектоскопії тіла труби чи зварного шва.

Обґрунтованим є вирішення вказаної проблеми шляхом реалізації вихрострумowego контролю поверхні металу труби з використанням індуктивних електромагнітних давачів [156, 157]. Це зумовлено тим, що даний метод виключає безпосереднє контактування робочої поверхні давача з контрольованою поверхнею і дозволяє реалізувати контроль параметрів корозійних пошкоджень без зняття ізоляції з поверхні труби. Детальний аналіз реалізації вказаного методу на основі застосування індуктивних давачів в різному конструктивному виконанні наведено в роботі [158]. Проведений аналіз свідчить, що можливості добре відомого вихрострумowego контролю у вирішенні завдань оцінки втрат металу, зумовлених різними причинами (корозія, ерозія, кавітація, тощо), є ще далеко не вичерпаними.

Існуючі системи, як правило, зорієнтовані на зняття шару ізоляційного покриття і на, в основному, ручний контроль визначених точок або ділянок поверхні труби. В будь-якому із випадків використання існуючих пристроїв в польових умовах, а саме при шурфуванні ділянок трубопроводів, є ускладненим через обмежений доступ до всієї поверхні труби. Доцільним є розроблення методу та пристрою автоматизованого контролю корозійних втрат металу лінійної частини трубопроводів в польових умовах на базі просторових даних про товщину стінки виробу, отриманих за допомогою динамічної системи переміщення, що містить індуктивний давач як сенсор втрат металу в кожній точці контролю.

Для реалізації механічного привода пристрою автоматизованого контролю, запропоновано використати машину для різання труб “Орбіта” (рис. 7.5).

Машина складається з ходової частини, блоку різання, блоку живлення, приводного ланцюга, кабелів, рукавів. Промисловістю випускаються машини з ручним приводом та приводом від електричного двигуна. Пропонуємо використати електричний привод, так як при цьому забезпечується

переміщення виконавчого механізму в коловому напрямку з постійною швидкістю.

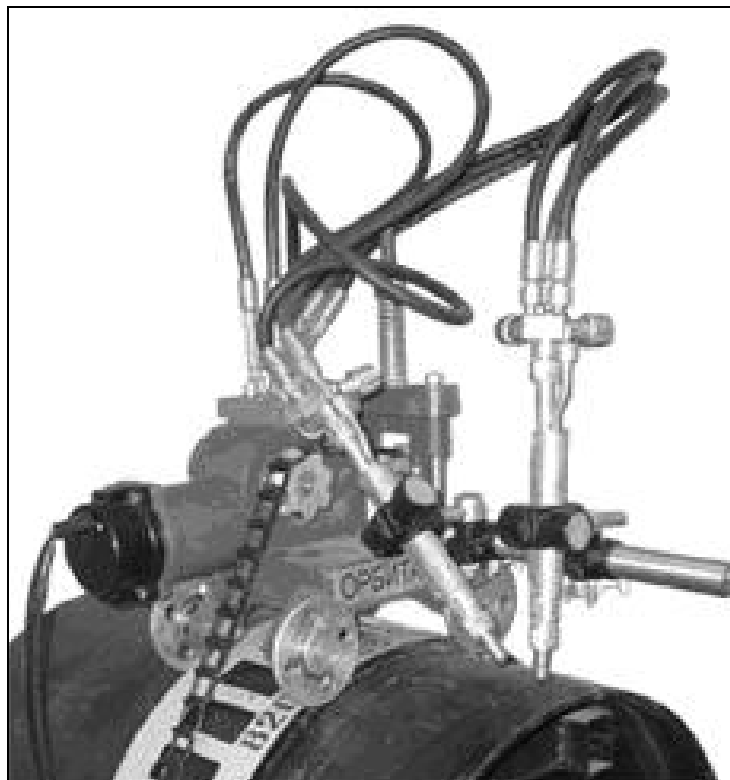


Рисунок 7.5 – Машина для різання труб типу “Орбіта”

Характеристика такої машини передбачає можливість її використання для труб діаметром від 530 до 1420 мм. При цьому швидкість переміщення самохідної каретки змінюється в діапазоні від 100 до 1200 мм/хв. Неспівпадіння початку і кінця руху виконавчого органу та відхилення його контура від площини становить не більше 1 мм. При монтажі на одній із напрямних переміщення спеціального кронштейна для кріплення індуктивного датчика з пристроєм для забезпечення переміщення вздовж осі труби, реалізується можливість безперервного контролю стану поверхні металу по колу із дискретним зміщенням вздовж осі труби.

Як сенсор втрат металу в кожній точці контролю використано індуктивний датчик з діапазоном вимірювань від 3 до 8 мм. Робоча напруга

давача – 15...30 В, вихідний аналоговий сигнал – 0...20 мА є прямо пропорційним відстані відповідно 3...8 мм, відтворюваність результатів вимірювань – 0...6 мкм.

Змінний струм, що проходить через котушку, створює навколо неї магнітне поле. Якщо котушка підноситься близько до провідної поверхні, то вона індукує вихрові струми в поверхні, які, в свою чергу, створюють магнітне поле, що протидіє первинному магнітному полю. Амплітуда і фаза цих "вторинних котушок" перебувають під впливом геометрії розташування (яка містить простір між котушкою і провідним матеріалом), електропровідності і магнітної проникності матеріалу. Як правило, вихроструміві системи містять пару котушок: одна є збуджуючою, а друга – приймаючою, як і дві обмотки трансформатора. Взаємозв'язок між двома котушками залежить від способу, яким вихрострумівий давач взаємодіє із зразком металу. Основним чинником у даному випадку є відстань між котушками давача і поверхнею зразка. Коли котушки знаходяться близько до зразка, взаємозв'язок є сильнішим, якщо котушки переміщається далі від його поверхні, зв'язок зменшується. Таким чином, існує значний ефект впливу цієї відстані на імпеданс котушок і вихідний сигнал індуктивного давача. Коли вихрострумівий індуктивний давач використовується в пристроях, де основною метою є виявлення невеликих тріщин, цей ефект, як правило, небажаний, оскільки він створює "шум", зумовлений нестабільністю відстані між робочою поверхнею індуктивного давача і поверхнею металу. В інших випадках зміна сигналу від нестабільності вказаної відстані є перевагою, оскільки це дозволяє застосувати індуктивний давач для її вимірювання між давачем і зразком. Вихроструміві індуктивні давачі, які працюють в цьому режимі, є основою давачів переміщення, що мають широке коло використання.

Для вимірювання глибини корозійних втрат металу на поверхні труби, саме ця зміна сигналу давача від зміщення його відносно поверхні або, навпаки, поверхні відносно давача (в англійській літературі *liftoff*), є

визначальною. При вимірюванні глибини корозії в області, яка, як правило, є великою в порівнянні з розміром котушок давача, корозійні втрати проявляються більше як зміна його зміщення від поверхні металу, ніж локальна зміна в провідності чи проникності. Підхід до визначення корозійних втрат полягає у використанні як зондів вихрострумівих індуктивних давачів для вимірювання глибини корозійних ямок шляхом фіксації значення “зсуву” між робочою поверхнею давача і дном ямки.

Нами досліджувався аналогічний підхід в умовах рухомого сканування індуктивним давачем з метою побудови карти рельєфу поверхні і знаходження місць з максимальною глибиною корозійних втрат металу.

З використанням вказаного підходу та практичного його втілення в розроблену систему контролю на базі привода системи “Орбіта”, проведено тестові вимірювання корозійних втрат металу індуктивним давачем на ділянці труби магістрального трубопроводу (рис. 7.6), достовірність яких підтверджено шляхом вимірювання товщини стінки з боку внутрішньої поверхні дослідного зразка.

Привод машини “Орбіта” забезпечує рівномірне зміщення давача на контрольованій ділянці навколо труби (що отримало назву “прохід”). Після завершення одного проходу давач зміщується в напрямку осі труби на 2 мм і сигнал реєструється на наступному проході, який за рахунок можливості реверсу машини є умовно зворотним. Цим забезпечується зв'язок між даними, отриманими на попередньому та наступному проходах.

Процес реєстрації повторювався до досягнення краю контрольованої ділянки. В результаті вимірювань отримано двовимірний масив значень сигналу індуктивного давача з дискретністю 1 с для контрольованої ділянки: один вимір – час реєстрації, другий вимір – номер проходу.

На рисунку 7.7 наведено графіки зміни рельєфу поверхні труби по чотирьох сусідніх проходах, що знаходяться на відстані 2 мм.



а)



б)

а) – зона дослідження без ізоляційного покриття; б) – результат досліджень зміни товщини стінки труби

Рисунок 7.6 – Оцінка розмірів дефектів

Оскільки рух давача по колу задавався зі швидкістю 1 мм/с і відліки аналогового сигналу реєструвались через 1 с, то відстань між зареєстрованими точками в напрямку кола труби була 1 мм. В той час як в напрямку осі труби – 2 мм (відстань між проходами).



Рисунок 7.7 – Графіки зміни відстані між робочою поверхнею індуктивного давача та кородованою поверхнею металу труби на контрольованій ділянці при почерговому виконанні проходів вдовж ділянки зі зміщенням між проходками 2 мм

Робоча зона чутливості індуктивного давача згідно з паспортними даними починається на відстані 3 мм від його поверхні. Тому давач при проведенні експериментів встановлювали таким чином, щоб його робоча поверхня знаходилась на відстані 4 мм від непошкодженої поверхні труби (запас 1 мм на нерівність труби). Корозійні втрати металу призводили до “віддалення” поверхні труби від давача, який рухався на фіксованій відстані від непошкодженої поверхні. При проведенні експериментів складним завданням виявилось забезпечення паралельності поверхні давача і уявної дотичної поверхні в точці контролю, оскільки практично усі труби, що знаходяться тривалий час в експлуатації, є частково деформованими. Вирішення цієї задачі потребує детального дослідження.

Після опрацювання в середовищі Excel отриманий масив значень глибини корозії перетворений в реконструйовану тривимірну поверхню. На

рисунку 7.8 наведено частину відтвореної на персональному комп'ютері поверхні у двовимірному форматі за допомогою ізоліній.

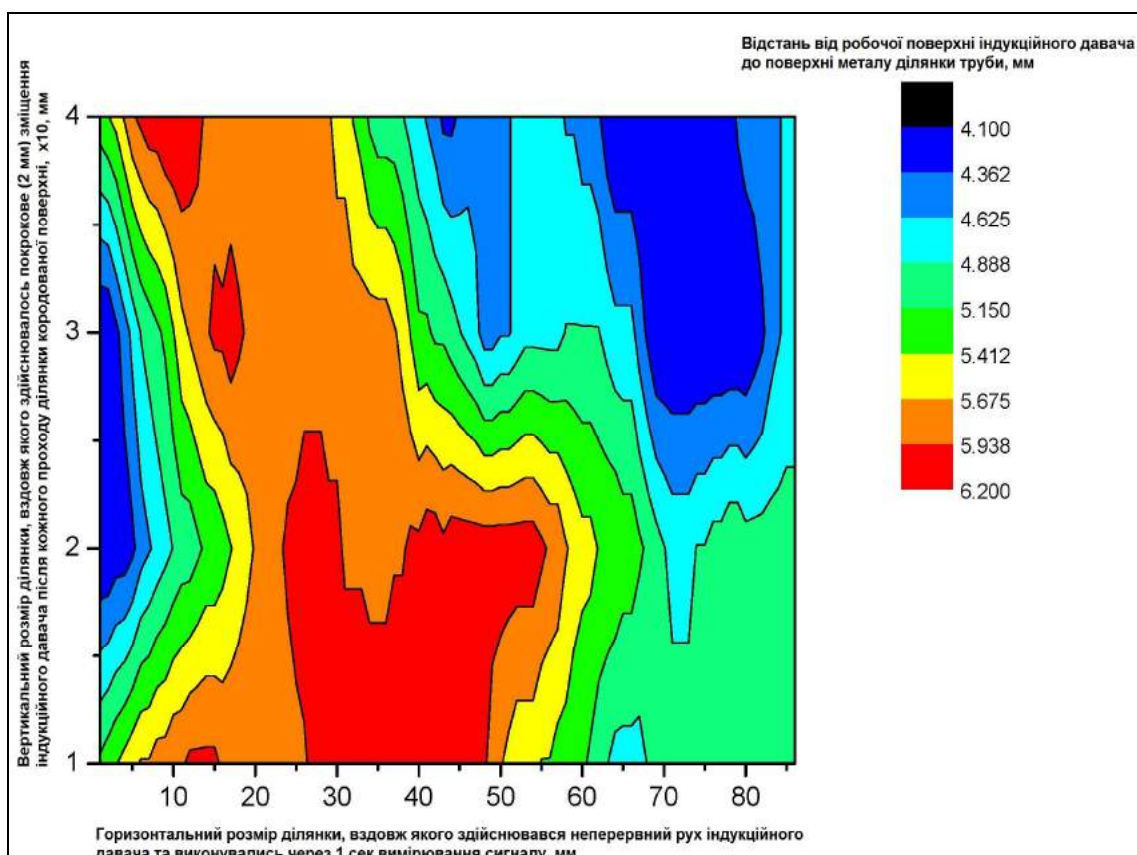


Рисунок 7.8 – Комп'ютерна реконструкція рельєфу ділянки кородованої поверхні труби після опрацювання сигналів індукційного давача

7.4 Визначення допустимого внутрішнього тиску для дефектних ділянок газопроводів

Досягнутий рівень технічної діагностики діючих газопроводів з використанням методів неруйнівного контролю та внутрішньотрубних дефектоскопічних пристроїв дозволяє з достатньою точністю виявляти та визначати характер і лінійні розміри дефектів. Однак, проведення технічної діагностики само по собі не вирішує проблеми оцінки фактичного стану газопроводу. Це перший етап, і лише подальший аналіз на основі

достовірних розрахункових методик дефектних ділянок на міцність і довговічність дозволяє оцінити фактичний стан газопроводу і оптимальним чином спланувати черговість проведення вибіркового ремонту та терміни подальшого діагностичного контролю. Такі роботи повинні виконуватися у відповідності до вимог нормативних документів. На сьогоднішній день чинним нормативним документом на рівні національного стандарту України є “Настанова з визначення залишкової міцності магістральних трубопроводів з дефектами” [159].

Цей стандарт поширюється на магістральні трубопроводи умовним діаметром до 1400 мм з надлишковим тиском до 10 МПа. У стандарті встановлено правила розрахунку на міцність та довговічність ділянок магістральних трубопроводів, що містять дефекти, виявлені під час діагностичних обстежень. Стандарт встановлює: критерії граничних станів, систему коефіцієнтів запасу міцності, класифікацію та схематизацію дефектів трубопроводів, розрахункові характеристики навантаженості трубопроводу і визначає методику багаторівневої кількісної оцінки дефектів, їх ранжування за ступенем небезпеки, вказує правила надання висновків і рекомендацій. Стандарт також регламентує значення допустимого коефіцієнта запасу міцності k та метод визначення коефіцієнта запасу міцності n . Виконання умови статичної міцності базується на порівнянні цих коефіцієнтів.

Відповідно до стандарту трубопровід із дефектом вважається умовно непридатним, а дефект умовно недопустимим за критеріями статичної міцності, якщо коефіцієнт запасу міцності знаходиться в діапазоні $1,1 \leq n < k$. При цьому виникає ситуація, коли руйнування конструкції не передбачається, однак за даним стандартом з урахуванням системи коефіцієнтів надійності дефект вважається недопустимим. Для дефектів цієї категорії необхідно вжити заходів з метою переведення їх в безпечну категорію шляхом зменшення тиску у трубі або виконанням ремонтних робіт.

Для обчислення рівня допустимого внутрішнього тиску в разі невиконання умови міцності, розрахунок безпечного рівня навантажень виконують за процедурою, вказаною у стандарті, шляхом послідовного зменшення в розрахунку значення внутрішнього тиску. Внутрішній тиск, за якого умова міцності виконується, вважається безпечним. Така процедура не дає можливості безпосереднього визначення внутрішнього тиску, за якого виконується умова міцності.

В ході аналізу існуючих методик оцінки міцності дефектних ділянок трубопроводів нами взято до уваги модель оцінки міцності та конструктивної надійності газопроводів з довільно орієнтованими поверхневими дефектами [160].

У відповідності до цієї методики, ефективне напруження в дефектній зоні труби визначається за формулою:

$$\bar{\sigma} = \sigma_n / (1 - \omega), \quad (7.1)$$

де ω – параметр, що характеризує ступінь пошкодженості труби ($0 \leq \omega \leq 1$, значення $\omega = 0$ відповідає непошкодженій трубі, $\omega = 1$ – повне руйнування);

σ_n – номінальне напруження (напруження в непошкодженій трубі), що діє перпендикулярно до осі дефекту (розташованого під кутом α до осі труби) і обчислюється за формулою:

$$\sigma_n = \sigma_n^{ku} \cos^2 \alpha + \sigma_n^{nd} \sin^2 \alpha + \sigma_n^{3z} \sin^2 \alpha, \quad (7.2)$$

де $\sigma_n^{ku} = pD/2t$ – номінальні кільцеві напруження в стінці труби від дії внутрішнього тиску;

$\sigma_n^{no} = \mu p D / 2t$ – номінальні повздовжні напруження в стінці труби, обумовлені взаємодією трубопроводу з ґрунтом,

тут p – робочий тиск в трубопроводі;

D – діаметр трубопроводу;

t – товщина стінки;

μ – коефіцієнт, що враховує співвідношення повздовжніх і колових напружень у трубі;

σ_n^{32} – номінальні поздовжні напруження, викликані вигином труби.

Як критерій настання граничного стану приймається умова досягнення максимальними напруженнями в дефекті границі міцності матеріалу. На практиці найбільш зручною кількісною характеристикою є граничний тиск, який може витримати труба з даним дефектом. З врахуванням (7.1) і (7.2) вираз для обчислення критичного значення внутрішнього тиску на дефектній ділянці трубопроводу набуває вигляду:

$$[p] = 2t[\sigma_B(1 - \omega) - \sigma_n^{32} \sin^2 \alpha] / D(\cos^2 \alpha + \mu \sin^2 \alpha). \quad (7.3)$$

Параметр пошкоженості ω є функцією геометричних розмірів труби і дефекту. Авторами [160] на основі аналізу експериментальних даних, наведених в [161], запропоновано вираз для функції ω :

$$\omega = \varepsilon(1 - e^{-\phi(\varepsilon)l}), \quad (7.4)$$

де $\varepsilon = a/t$ – відносна глибина дефекту;

a – глибина дефекту;

$l = L/\sqrt{Dt}$ – відносна довжина дефекту;

L – максимальний лінійний розмір дефекту;

вид функції $\phi(\varepsilon)$ залежить від типу дефекту:

$\phi(\varepsilon) = \sqrt{2} / (1 + \varepsilon)$ – для реальних тріщин;

$\phi(\varepsilon) = \varepsilon^2 / (1 + \varepsilon)$ – для гладких корозійних дефектів;

$\phi(\varepsilon) = m\varepsilon / (1 + \varepsilon)$ – для штучних надрізів, причому $m=1$, якщо ширина надрізу більше $0,5t$ і $m=2$, якщо надріз досить вузький.

Для обґрунтування достовірності та точності запропонованої формули розрахунку руйнівного тиску (7.3) труб з поверхневими дефектами, орієнтованими під кутом α до поздовжньої осі труби, авторами [160] проведено порівняння їх розрахункових і експериментальних [162] значень. Для дефекту, нанесеного шліфувальною машинкою під кутом $\alpha = 60^\circ$ до осі труби, зафіксований в експерименті руйнівний тиск склав 1,2 МПа. Розрахункове значення становило 1,287 МПа і лише на 7% відрізнялося від експериментального.

В реальних умовах корозійні дефекти є значно складнішими за формою від штучно нанесених. Для встановлення достовірності запропонованої методики [160] стосовно корозійних дефектів використано дефектні ділянки газопроводів, вирізаних під час їх ремонту.

Для дефектної ділянки, наведеної на рисунку 7.9, з явно вираженим корозійним пошкодженням проведено розрахунок критичного значення внутрішнього тиску.

Оскільки ділянка газопроводу при випробуваннях не зазнає дії згинальних навантажень, а кут між віссю труби і корозійним пошкодженням рівний нулю, то:

$$[p] = \frac{2t[\sigma_B(1 - \omega) - \sigma_n^{32} \sin^2 \alpha]}{D(\cos^2 \alpha + \mu \sin^2 \alpha)} = \frac{2t\sigma_B(1 - \omega)}{D}. \quad (7.5)$$

Параметр пошкоженості ω як функція геометричних розмірів труби і дефекту

$$\omega = \varepsilon (1 - e^{-\phi(\varepsilon)l}) = 0,5263 (1 - e^{-0,18148 \cdot 5,637}) = 0,337 ,$$

де $D = 530 \text{ мм} = 0,53 \text{ м}$ – діаметр трубопроводу;

$t = 9,5 \text{ мм} = 0,0095 \text{ м}$ – товщина стінки;

$a = 5 \text{ мм} = 0,005 \text{ м}$ – глибина дефекту;

$L = 400 \text{ мм} = 0,4 \text{ м}$ – максимальний лінійний розмір дефекту;

$$\varepsilon = \frac{a}{t} = \frac{0,005}{0,0095} = 0,5263 \text{ – відносна глибина дефекту;}$$

$$l = \frac{L}{\sqrt{Dt}} = \frac{0,4}{\sqrt{0,53 \cdot 0,0095}} = 5,637 \text{ – відносна довжина дефекту;}$$

$$\phi(\varepsilon) = \frac{\varepsilon^2}{1 + \varepsilon} = \frac{0,5263^2}{1 + 0,5263} = 0,18148 \text{ – для гладких корозійних дефектів.}$$



Рисунок 7.9 – Дефектна ділянка трубопроводу діаметром 530 мм

Відповідно до сертифікату якості для матеріалу труб $\sigma_B = 540 \cdot 10^6 \text{ Па}$,

тоді:

$$[p] = \frac{2t\sigma_B(1-\omega)}{D} = \frac{2 \cdot 0,0095 \cdot 540 \cdot 10^6 (1 - 0,337)}{0,53} = 12,834 \cdot 10^6 \text{ Па} \quad (7.6)$$

При випробуванні ділянки газопроводу з дефектами, руйнування відбулось при тиску 12,78 МПа і практично співпало із результатами розрахунку (рис. 7.10, 7.11).

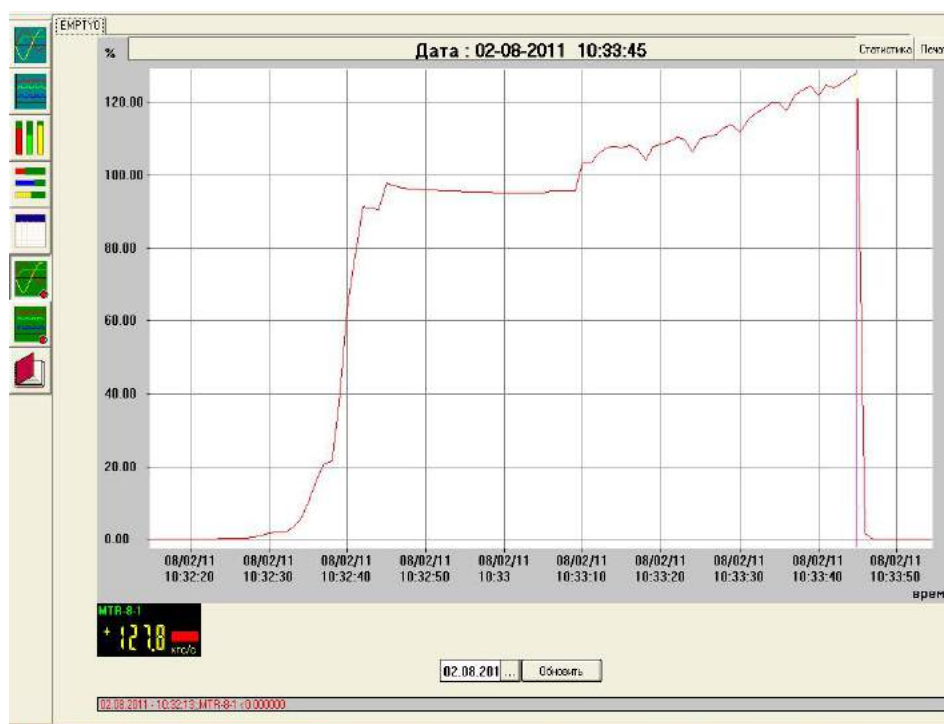


Рисунок 7.10 – Результати випробувань дефектної ділянки трубопроводу

Експериментальні дослідження міцності проведені і для інших дефектних ділянок газопроводів діаметром 525 мм з товщиною стінки 9,5 мм та діаметром 325 мм з товщиною стінки 8 мм.

Результати проведених досліджень підтвердили можливість використання вказаної методики для обчислення рівня допустимого внутрішнього тиску, в разі невиконання умови міцності дефектної ділянки трубопроводу, з метою переведення її в безпечну категорію. При цьому допустиме значення тиску необхідно визначати з врахуванням критичного

значення внутрішнього тиску $[p]$ [160] і допустимого коефіцієнта запасу міцності k [159].



Рисунок 7.11 – Зона руйнування дефектної ділянки трубопроводу

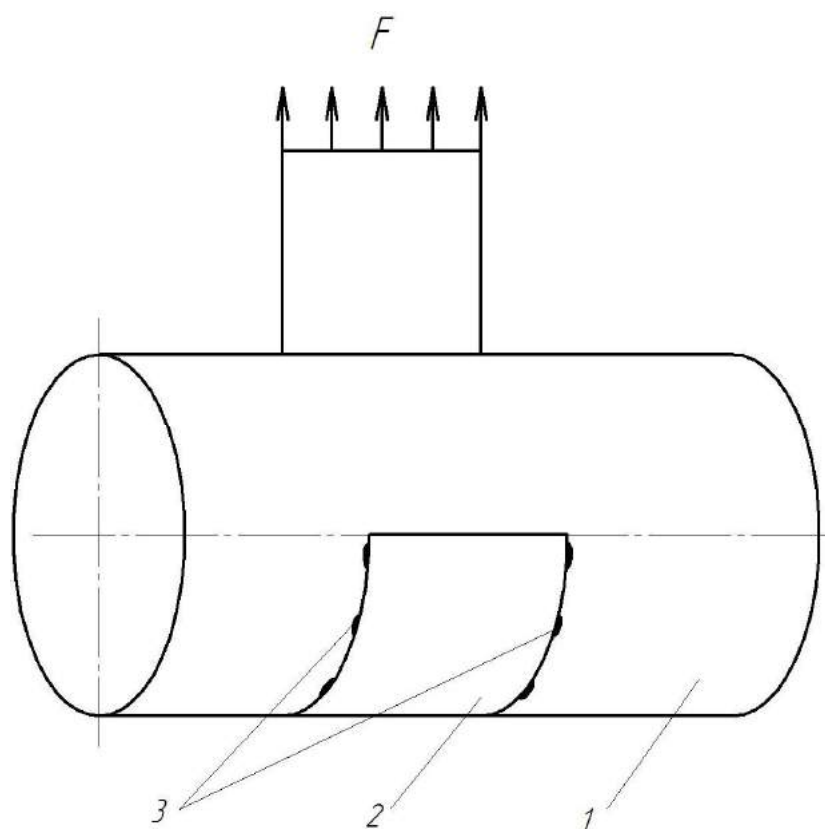
За умов відсутності технологічної можливості зниження допустимого внутрішнього тиску, з метою підвищення міцності дефектних ділянок трубопроводів можуть бути використані різні способи [163]

Один із способів підвищення міцності дефектних ділянок трубопроводу, що характеризується порівняно низькою вартістю виконуваних робіт при його реалізації, запропонований у [164].

Суть запропонованого способу полягає в зменшенні колових напружень на ділянці трубопроводу, що містить дефект, шляхом встановлення бандажу з попередньо видовженої сталеві стрічки і ілюструється рисунками.

Для підвищення міцності локальної дефектної ділянки (рис. 7.12) трубопровід 1 очищають від ізоляційного покриття і продуктів корозії та приварюють початок металеві стрічки 2 до трубопроводу поза зоною

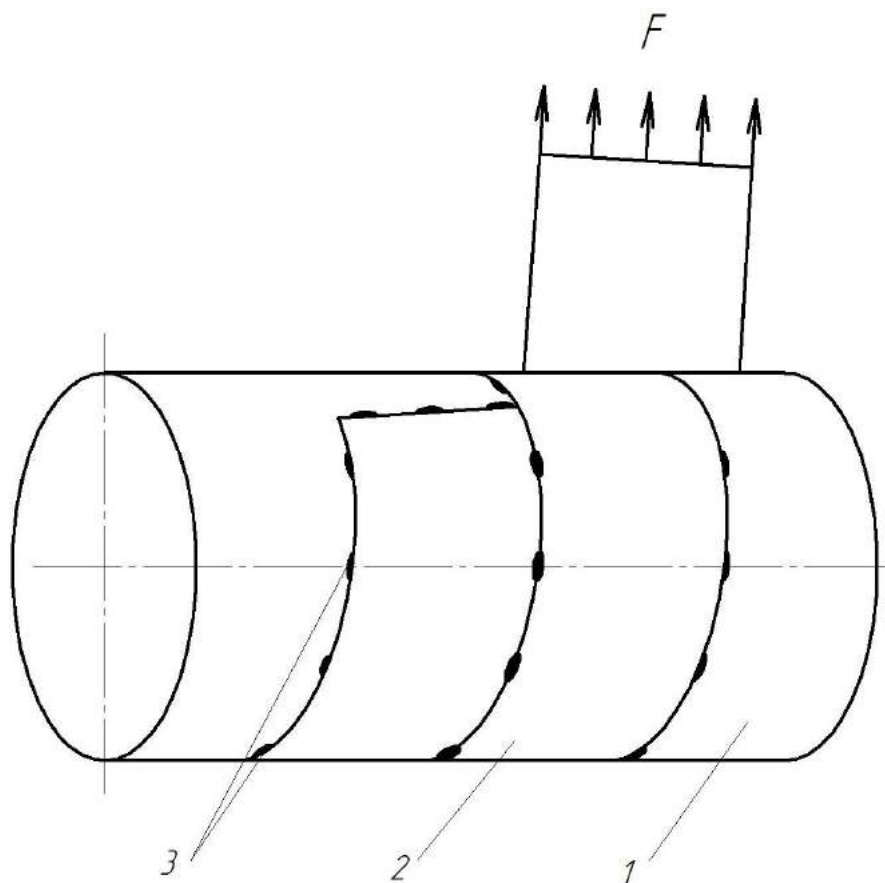
дефекту. Після цього попередньо видовжену стрічку 2 в один виток фіксують в ділянках приварювання 3 до тіла труби та початку стрічки. Подальше намотування попередньо видовженої стрічки з фіксацією її відносно попередніх витків здійснюють кількістю витків, визначеною з врахуванням фізико-механічних властивостей її матеріалу, характеристик стану дефектної ділянки та робочого тиску газопроводу.



1 – трубопровід; 2 – металева стрічка; 3 – ділянка приварювання

Рисунок 7.12 – Спосіб підвищення міцності локальної дефектної ділянки

Для підвищення міцності протяжної дефектної ділянки трубопроводу 1 (рис. 7.13) попередньо видовжену металеву стрічку 2 намотують по гвинтовій лінії з фіксацією ділянками приварювання 3 з однієї сторони до попереднього витка, а з другої – до тіла труби.



1 – трубопровід; 2 – металева стрічка; 3 – ділянка приварювання

Рисунок 7.13 – Спосіб підвищення міцності протяжної дефектної ділянки трубопроводу

Стосовно запропонованого способу проведено ряд експериментів, за результатами яких можна стверджувати, що даний тип бандажування суттєво зменшує коліві напруження, є набагато дешевшим і менш трудомістким, ніж інші відомі способи. Це свідчить про його практичність при ремонті дефектних ділянок трубопроводів з метою забезпечення їх працездатності.

Висновки до розділу 7

1. На основі отриманих результатів запропоновано методологію комплектування технологічних барж, відповідно до якої забезпечується

можливість завантаження транспортних засобів за стандартних, аварійних та післяаварійних умов, а також виконання робіт щодо їх від'єднання та приєднання.

2. Розроблено рекомендації щодо облаштування розвантажувальних терміналів та режимів їх роботи. Обґрунтовано доцільність спорудження двох гілок з'єднувального газопроводу та використання їх як буферних ємностей, що дає змогу підтримання критичного режиму витікання при розвантаженні до 80 % газу та введення в дію компресорного обладнання на завершальному етапі процесу.

3. Результати досліджень рекомендується використовувати для успішного впровадження проектів транспортування газу в стиснутому стані за різних варіантів їх виконання.

4. З метою оцінки технічного стану лінійної частини магістральних газопроводів розроблено автоматизовану систему контролю з наступним відтворенням ділянок втрат металу на базі просторових даних про товщину стінки труби.

Здійснено експериментальне обґрунтування можливості використання методики обчислення рівня допустимого внутрішнього тиску у разі невиконання умови міцності для дефектної ділянки трубопроводу та запропоновано спосіб підвищення її міцності.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено важливу науково-прикладну проблему забезпечення працездатності обладнання при реалізації технологічних процесів транспортування стиснутого природного газу шляхом розроблення методу оцінки його технічного стану, вдосконалення конструкції вантажних ємностей та формування методологічних основ комплектування обладнанням технологічних барж і розвантажувальних терміналів. Висновки, які узагальнюють результати виконаних досліджень, полягають у наступному:

1. Встановлено, що застосування технології CNG із використанням барж є ефективним у період введення в експлуатацію шельфових родовищ. Для її реалізації необхідно дослідити процеси завантаження і розвантаження морських транспортних засобів, щоб встановити закономірності поведінки конструкційних матеріалів та забезпечити працездатність технологічного обладнання.

2. На основі системного підходу і аналізу умов експлуатації розроблено концептуальну схему вибору обладнання для підготовки та стиснення газу, згідно із якою комплекс технологічного обладнання необхідно розглядати як складну багаторівневу систему з великою кількістю внутрішніх і зовнішніх зв'язків.

3. Встановлено закономірності впливу термодинамічних процесів на формування температурних навантажень ємностей. Експериментально доведено, що в процесі заповнення температура газу зменшується в початковий нетривалий момент часу, супроводжується обмерзанням запірної арматури, але не призводить до відчутного зменшення температури стінки циліндричної частини ємності. При подальшому заповненні температура газу і, відповідно, ємностей зростає. За умов прискореного розвантаження зниження температури газу може сягати майже 100°C. Враховуючи одержані

кількісні залежності, можна запобігти втраті працездатності ємностей внаслідок виходу їх робочих температур за межі допустимих значень.

4. На основі проведених досліджень заповнення вантажних систем, виконаних у вигляді рухомих трубопроводів встановлено, що температура газу і, відповідно, елементів конструкції характеризується нерівномірністю на початкових лінійних ділянках. Це призводить до різниці у видовженнях сусідніх лінійних ділянок і зумовлює в їх з'єднаннях наявність змінних напружень. Водночас зміна напружень відбувається внаслідок зміни внутрішнього тиску. Тому оцінку довговічності елементів рухомих трубопроводів потрібно здійснювати з врахуванням двочастотності процесу навантажування.

5. За результатами експериментальних досліджень моделей ємностей комбінованого типу встановлено, що через відмінність фізичних властивостей матеріалів утворення в композиційному підсиленні кільцевих дефектів спостерігається вже за умов дії температурних навантажень. В процесі заповнення розвиток кільцевих тріщин є ймовірним при тиску рівному 11 МПа. Подальше зростання тиску і, зокрема, при гідравлічному випробуванні посудин, зумовлює розвиток тріщин і пошкодження внутрішнього шару композиту. Напружено-деформований стан металевого лейнера біля кільцевих тріщин, наближених до днищ, характеризується схильністю до зростання напружень і збільшення ймовірності руйнування, що посилюється його корозійним пошкодженням.

6. Розроблено метод оцінки працездатності обладнання для транспортування стиснутого природного газу з врахуванням особливостей умов його експлуатації та фактичного технічного стану, що визначається з використанням створеної на базі високочастотного індуктивного давача автоматизованої системи контролю з наступним відтворенням ділянок втрат металу у тривимірному вигляді. З метою перевірки правильності результатів імітаційного моделювання, що виконується на етапі дослідження напружено-

деформованого стану ємності, розроблено математичну модель, яка враховує умови взаємодії елементів конструкції, дію внутрішнього тиску та температури газу.

7. Результати дисертаційного дослідження знайшли своє практичне застосування при створенні багатопорожнинної посудини високого тиску підвищеної працездатності з використанням склопластикових і сталевих труб та спеціальних з'єднань зі вставним фіксуючим елементом. Оптимальним є виконання її у вигляді довгомірної конструкції, обмеженої параметрами морського транспортного засобу. При цьому, спеціально введений для порівняльної оцінки запропонованої конструкції та ємностей різних типів і робочих тисків критерій досконалості, який визначається відношенням маси ємності до об'єму газу, приведенного до нормальних умов.

8. Розроблено рекомендації щодо облаштування розвантажувальних терміналів та режимів їх роботи. Спорудження двох гілок з'єднувального газопроводу, що по чергово використовуються як буферні ємності, забезпечує підтримання критичного режиму витікання та розвантаження з морських транспортних засобів до 80 % газу без введення в дію компресорного обладнання.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Дзьоба О.Г. Оптимізація рішень в процесі проектування берегових терміналів для транспортування газу за технологією CNG / О. Г. Дзьоба, А. П. Джус // Нафтогазова енергетика. – 2012. – № 1 (17). – С. 41-49.

2. Розроблення заходів щодо ефективного використання попутного нафтового газу свердловин Микуличинського родовища / А. П. Джус, І. Б. Галюк, В. В. Борківський, М. О. Боян // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2013. – №1(46). – С. 197-201.

3. Заміховський Л. М. Рекомендації щодо вибору діагностичних параметрів при прогнозуванні залишкової довговічності нафтогазового обладнання / Л. М. Заміховський, М. В. Лисканич, А. П. Джус, О. М. Лисканич // Вісник національного технічного університету “ХПІ”. – 2013. – №16(989). – С. 71-76

4. Слободян В. І. Визначення корозійних втрат металу труб з використанням високочастотного індуктивного давача / В. І. Слободян, П. М. Райтер, А. П. Джус, О. В. Івасів // Міжвузівський збірник “НАУКОВІ НОТАТКИ”. – 2013. – Випуск №42. – С. 273-281.

5. Крижанівський Є. І. Техніко-економічні аспекти транспортування природного газу із морських родовищ / Є. І. Крижанівський, О. Г. Дзьоба, А. П. Джус, Ю. В. Міронов // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2013. – №2(35). – С. 7-15.

6. Крыжановский Е. И. Существующие предпосылки и экономическая целесообразность реализации CNG-технологий на Черном море / Е. И. Крыжановский, О. Г. Дзёба, В. В. Зайцев, Вал. В. Зайцев, А. П. Джус, А. М. Сусак // Судостроение и морская инфраструктура. – 2014. – №2(2). – С. 79-92.(РИНЦ)

7. Джус А. П. Чинники, що визначають особливості підготовки та стиснення газу при реалізації транспортної технології CNG / А. П. Джус //

Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2014. – №1(50). – С. 24-32.

8. Джус А. П. Обгрунтування доцільності використання імітаційного моделювання для дослідження процесів заповнення суден CNG / А. П. Джус, О. М. Сусак, Л. Є. Шкіца // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – №2/3(68). – С. 4-9. (**Index Copernicus**)

9. Джус А. П. Концептуальные основы выбора оборудования для подготовки и сжатия газа при реализации технологии CNG / А. П. Джус, Н. Н. Яцишин, В. В. Боркинский // Информатика, математическое моделирование, экономика: Сборник научных статей по итогам Четвертой Международной научно-практической конференции, (г. Смоленск, 23-25 апреля 2014 г.): В 4-х томах. Том 1. – Смоленск: Смоленский филиал Российского университета кооперации, 2014. – С. 44-51.

10. Джус А. П. Дослідження умов експлуатації ємностей, виконаних у вигляді довгомірних труб / А. П. Джус, О. М. Сусак // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – №5/7(71). – С. 25-30. (**Index Copernicus**)

11. Артим В. І. Дослідження напружено-деформованого стану відповідальних елементів системи транспортування стиснутого природного газу (CNG) / В. І. Артим, А. П. Джус, В. В. Михайлюк // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2014. – №3(52). – С. 33-40.

12. Джус А. П. Проблеми впровадження технології транспортування стиснутого природного газу морськими акваторіями / А. П. Джус, Д. А. Волинський // Технологічний аудит та резерви виробництва. – 2014. – №6/5(20). – С. 23-25. (**Index Copernicus**)

13. Джус А. П. Особливості використання комбінованих ємностей для транспортування стисненого природного газу (CNG) морськими акваторіями / А. П. Джус // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2015. – №1(54). – С. 34-40.

14. Джус А. П. Забезпечення процесів завантаження і розвантаження морських транспортних засобів при транспортуванні стиснутого природного газу / А. П. Джус, Я. С. Гриджук // Технологічний аудит та резерви виробництва. – 2015. – № 2/1 (22). – С. 64–69. (**Index Copernicus**)

15. Гриджук Я.С. Моделирование изменения термодинамических параметров газа на отдельных этапах его транспортировки / Я. С. Гриджук, А. П. Джус // Информатика, математическое моделирование, экономика: Сборник научных статей по итогам Пятой Международной научно-практической конференции, (г. Смоленск, 11-15 мая 2015 г.): В 2-х томах. Том 1. – Смоленск: Смоленский филиал Российского университета кооперации, 2015. – С. 34-43.

16. Івасів В. М. Визначення технічного стану ємностей комбінованого типу в процесі їх експлуатації / В. М. Івасів, А. П. Джус, О. В. Івасів // Вісник Національного технічного університету “ХПІ”. – Серія : Механіко-технологічні системи та комплекси. – 2015. – № 22. – С. 103-108.

17. Джус А. П. Рекомендації щодо реалізації процесів розвантаження суден для транспортування стиснутого природного газу / А. П. Джус // Технологічний аудит та резерви виробництва. – 2015. – № 5/7 (25). – С. 44-47. (**Index Copernicus**)

18. Джус А. П. Дослідження напружено-деформованого стану елементів комбінованих посудин високого тиску / А. П. Джус // Молодий вчений. – 2015. – №11. – С. 24-28. (**Index Copernicus**)

19. Джус А. П. Дослідження процесів развантаження суден для транспортування стиснутого природного газу (CNG) / А. П. Джус, А. М. Сусак, Вал. В. Зайцев // Збірник наукових праць НУК. – 2015. – №3. – С. 26-32.

20. Dzhus A. P. Study of formation peculiarities of containment and pressure shells of combined containers of high pressure / A. P. Dzhus // Metallurgical and Mining Industry". – 2015. – №12. – p. 368-373 (**Scopus**)

21. Слободян В. І. Допустимий внутрішній тиск для дефектних газопроводів / В. І. Слободян, А. П. Джус // Трубопровідний транспорт. – 2012. – №4(76). – С. 26-27.

22. Джус А. П. Особливості проектування елементів рухомих трубопроводів / А. П. Джус, Р. С. Грабовський, В. В. Зайцев // Механіка руйнування матеріалів і міцність конструкцій: збірник наукових праць 5-ї Міжнародної конференції, (м. Львів 24–27 червня 2014 р.), Під заг. ред. В.В. Панасюка. – Львів: Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, 2014. – С. 783-790.

23. Джус А. П. CNG технології. Забезпечення процесів завантаження та розвантаження рухомих трубопроводів / А. П. Джус // Проблеми і перспективи транспортування нафти і газу: матеріали міжнародної науково-технічної конференції, (м. Івано-Франківськ, 15-18 травня 2012 р.). – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2012. – С. 8-10.

24. Слободян В. І. Експериментальна оцінка міцності дефектних ділянок газопроводів / В. І. Слободян, А. П. Джус, О. В. Івасів // Проблеми і перспективи транспортування нафти і газу: матеріали міжнародної науково-технічної конференції, (м. Івано-Франківськ, 15-18 травня 2012 р.). – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2012. – С. 241-243.

25. Джус А. П. Використання CNG технологій при освоєнні родовищ Чорного та Азовського морів / А. П. Джус // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції “Нафтогазова енергетика 2013”, (м. Івано-Франківськ, 7-11 жовтня 2013 р.). – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2013. – С. 128-131.

26. Джус А. П. Особливості впровадження технології транспортування стиснутого природного газу морськими акваторіями / А. П. Джус // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції “Нафтогазова освіта та наука: стан та перспективи”, (м. Івано-Франківськ, 10-12 грудня 2014 р.). – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2014. – С. 296-298.

27. Слободян В.І. Оцінка розмірів дефектів ділянок газопроводів / В. І. Слободян, П. М. Райтер, А. П. Джус // Тези допов. 3-ї Міжнародної науково-технічної конференції “Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій”, (м. Львів, 7-9 листопада 2012 р.). – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2012. – С. 53.

28. Джус А. П. Оцінка впливу корозійних дефектів на втомну міцність нафтогазопроводів за результатами випробувань моделей-вирізок / А. П. Джус, Р. М. Басараб, О. В. Івасів // Тези допов. Міжнародної науково-технічної конференції “Втома та термовтома матеріалів і елементів конструкцій” Відп. ред. В.О. Стрижало”, (м. Київ, 28-31 травня 2013 р.). – Київ: Ін-т проблем міцності ім. Г.С.Писаренка НАН України, 2013. – С. 99-101.

29. Артим В. Визначення міцності елементів системи морського транспортування газу за CNG-технологією методами імітаційного моделювання / В. Артим, А. Джус, В. Михайлюк // Тези допов. 4-ї Міжнародної науково-технічної конференції “Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій”, (м. Львів, 30-31 жовтня 2014 р.). – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2014. – С. 29.

30. Джус А. Вплив умов експлуатації на довговічність комбінованих конструкцій. Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: А. Джус // Тези допов. 4-ї Міжнародної науково-технічної конференції “Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій”, (м. Львів, 30-31 жовтня 2014 р.). – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2014. – С. 40.

31. XXV Konferencja Naukowo-Techniczna DRILLING OIL AND GAS AGH 11-13 czerwca 2014 r. Oleksandr Susak, Andriy Dzhus, Valerij Zaytsev Application of the CNG technologies for the development of offshore gas fields.

Krakow 2014, p 37.

32. Пат. № 86513 Україна, МПК G01V 13/00. Пристрій для вимірювання геометричних розмірів і визначення форми поверхневих втрат металу тіла труби / Івасів В. М., Слободян В. І., Райтер П. М., Ільницький Р. М., Грохольський В. В., Буй В. В., Пірко В. М., Яновський С. Р., Івасів О. В., Басараб Р. М., Татаренков О. Д., Джус А. П. ; заявник і патентоотримувач Державна Служба гірничого нагляду та промислової безпеки України (ДЕРЖГІРПРОМНАГЛЯД) Держане підприємство «Карпатський експертно-технічний центр Держгірпромнагляду України». – № u 2012 12160 ; заявл. 23.10.2012; опубл. 10.01.2014, Бюл. № 1.

33. Пат. № 105974 Україна, МПК В23К 31/02. Спосіб підвищення міцності дефектних ділянок трубопроводу/ Івасів В. М., Слободян В. І., Василюк В. М., Козак О. М., Ільницький Р. М., Яновський С. Р., Джус А. П., Івасів О. В., Говдяк О. Р., Землін І. І. – № а2013 00974; заявл. 28.01.2013; опубл. 10.07.2014, Бюл. № 13.

34. Волович О. О. Енергоресурси чорноморського шельфу: проблеми і перспективи освоєння". [Електронний ресурс]: Режим доступу: <http://od.niss.gov.ua/articles/511/>.

35. Len Thompson. (2007). A new era in CNG transportation. Presented at the Offshore Technology Conference, Houston, Texas, USA.

36. C. Young. (2007). Marine CNG: technically sound, commercially viable, and imminent. Presented at the Offshore Technology Conference, Houston, Texas, USA.

37. Steven Campbell. (2003). CNG transportation utilizing composite pressure vessels. Presented at the Offshore Technology Conference, Houston, Texas, USA.

38. S. Campbell. (2004). CNG transportation utilizing FRP pressure vessels. Presented at the Petroleum Society's 5th Canadian International Petroleum Conference, Calgary, Alberta, Canada.

39. John P. Dunlop, Charles N. White. (2003). CNG transport technology is delivering on promises. Presented at the SPE Annual Technical Conference and Exhibition, Denver, Colorado, USA.

40. David Stenning, James A. Cran. (2000). The COSELLE CNG carrier the shipment of natural gas by sea in compressed form. Presented at the 16th World Petroleum Congress, Calgary, Alberta, Canada.

41. Sea NG: Compressed Natural Gas Transportation. Available at: <http://www.coselle.com>

42. C.N. White, J.P. Dunlop. (2005). VOTRANS CNG provides transport solutions for deepwater associated gas. Presented at the Offshore Technology Conference, Houston, Texas, USA.

43. CNG Offshore [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://cng.intari.com/>.

44. Перспективные суда и технические средства для нефтегазовой отрасли [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.vympel.ru/ru/publikaczii/10-publikaczii/110-perspektivnye-suda-i-texnicheskie-sredstva-dlya-neftegazovoj-otrasli>

45. C. Young, M. Hanrahan. (2009). Marine CNG – Why hasn't it happened? Presented at the at the Offshore Technology Conference, Houston, Texas, USA.

46. About [Electronic resource] / KGTM Kelley GasTransportModules. – Available at: \www/URL: <http://kelleygtm.com/about/>

47. Stephen, G. CNG marine transport – demonstration project development [Electronic resource] / G. Stephen, G. Cano // Presented at the Offshore Technology Conference. – Houston, Texas, USA, 2006. – Available at: \www/URL: <http://dx.doi.org/10.4043/17780-ms>

48. Блинков А. Н. Морская транспортировка сжатого газа. Новые возможности для освоения месторождений природного газа на шельфе / А. Н. Блинков, А. А. Власов // Морская биржа. – 2006. – № 2 (16). – С. 65-69.

49. Блинков А. Н. В России можно строить газовозы / А. Н. Блинков, А. А. Власов, А. В. Лисиц // Терминал. – 2006. – № 3 (57). – С. 29-31.

50. Вотинцев А.В. Транспортировка сжатого природного газа / А. В. Вотинцев // Газовая промышленность. – 2007. – № 2. – С. 32 - 36.

51. Пронин Е. Н. Морская транспортировка компримированного газа / Е.Н. Пронин, С. Е. Поденок // Информационный бюллетень. Национальная газомоторная ассоциация. – 2004. – № 1 (15). [Электронный ресурс]: Режим доступа: http://www.ngvrus.ru/st15_4.shtml.

52. Че Ги Рен Обзор существующих методов транспортировки природного газа на дальние расстояния и оценка их применимости / Че Ги Рен, Е. В. Зеленовская // Нефть, газ и бизнес. – 2011. – № 3. – С. 3-9.

53. Dawe R. A. Review of ways to transport natural gas energy from countries which do not need the gas for domestic use / R. A. Dawe, S. Thomas // Energy Journal. – 2003. – V. 28, N 14. – P. 1461-1477

54. Пат. № 67664 Україна, МПК F17C 5/00. Спосіб транспортування стиснутого природного газу рухомим трубопроводом / Патон Б. Є., Крижанівський Є. І., Савицький М. М., Швидкий Е. А., Зайцев В. В., Мандрик О. М.; заявник і патентотримач Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – № u201114580; заявл. 08.12.2011; опубл. 27.02.2012, Бюл. № 4.

55. Пат. № 67658 Україна, МПК B63B 25/00. Баржа-пліт для транспортування стиснутого природного газу / Б. Є. Патон, Є. І. Крижанівський, М. М. Савицький, О. І. П'ятничко, В. В. Зайцев, О. М. Мандрик; заявитель и патентовласник Ів.-Франк. нац. техн. ун-т нафти і газу. – № u 201113979; заявл. 28.11.2011; опуб. 27.02.2012, Бюл. № 4.

56. Крижанівський Є. І. CNG технології як один із способів альтернативного постачання газу до України / Є. І. Крижанівський, О. Г. Дзьоба // Проблеми і перспективи транспортування нафти і газу: матеріали

міжнародної наук.-техн. конф., (м. Івано-Франківськ, 15-18 травня 2012 р.)– Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2012. – С. 3-5.

57. Шевцов А. І. Диверсифікація постачання газу в Україну. Бажання та реалії: Аналітична записка / А. І. Шевцов, М. Г. Земляний, В. В. Вербинський, Т. В. Рязова // Національний інститут стратегічних досліджень. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.db.niss.gov.ua>.

58. ISO 11439-2003. Gas cylinders – High pressure cylinders for the on-board storage of natural gas as a fuel for automotive vehicles // International Standard. ISO. – 2003. – Режим доступу: [\www/URL:gost_r_iso_11439_v_Rosstandart.pdf](http://www/URL:gost_r_iso_11439_v_Rosstandart.pdf).

59. Пат. № 2178113 С2 Российская федерация, МПК F17C1/00. Резервуар многополостный для транспортировки и хранения сжатых газов "ПРЭТТИ" [Електронний ресурс] / Петров В.А., Петров А.В., Петров А.В.; заявитель и патентообладатель Акционерное общество закрытого типа фирма "ПРЭТТИ". – № 98107129/12; заявл. 14.04.1998; опубл. 10.01.2002. – Режим доступу: [\www/URL: http://bd.patent.su/2178000-2178999/pat/servlet/servletf067.html](http://bd.patent.su/2178000-2178999/pat/servlet/servletf067.html)

60. Mark Trudgeon. An Overview of NGV Cylinder Safety Standards, production and in-Service Requirements. July 2005. Режим доступу: <https://www.hitpages.com/doc/5496117345124352/11#pageTop>

61. Комков М.А. Анализ конструктивно-массового совершенства оболочек сосудов давления / М. А. Комков, В. А. Тарасов, О. В. Зарубина // Машиностроение. – 2012. – № 3. – С. 11-18.

62. Блинков А. Н. CNG – новая технология морской транспортировки газа: состояние, перспективы, проблемы / А. Н. Блинков, А. А. Власов, А. В. Лицис, В. К. Шурпьяк // Российский морской регистр судоходства. – 2007. – вып. 30. – С. 127-162.

63. ДНАОП 0.00-1.07-94 Правила будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском. Затверджені наказом Держнаглядохоронпраці України від 18.10.94р. N 104.

64. Крижанівський Є. І. Кінетика деформування сталі трубопроводу при низькочастотній втомі / Є. І. Крижанівський, Л. Я. Побережний // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2001. – №1. – С. 62-67.

65. Пат. № 2210697 Российская федерация, МПК F17C1/06. Металлопластиковый баллон высокого давления, способ контроля работоспособности металлопластикового баллона и устройство для его осуществления [Электронный ресурс] / Ключин О.С.; заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью НПО "Поиск". – №2001115743/06, заявл. 14.04.1998; опубл. 10.01.2002. – Режим доступа: \www/URL: http://www.findpatent.ru/img_show/632578.html

66. Joule–Thomson effect [Электронный ресурс]: Режим доступа: http://en.wikipedia.org/wiki/Joule%E2%80%93Thomson_effect

67. Низкотемпературные турбодетандерные агрегаты [Электронный ресурс]: Режим доступа: http://turbogaz.com.ua/user_files/ntda_ru_2013.pdf

68. Стандартні довідкові дані Національного Інституту Стандартів та Технології. [Электронный ресурс]: Режим доступа: <http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/>

69. Пат. № 2145689 Российская федерация, МПК F17C1/00, F17C5/00, F17C7/00. Судловая система для транспортировки сжатого газа / Стеннинг Дейвид Дж. (СА), Крэн Джеймс Э. (СА); патентообладатель Энрон Эл-Эн-Джи Дивелопмент Корп. (US), заявл. 28.10.1996, опубл. 20.02.2000.

70. Пат. № 2155696 Российская федерация, МПК B63B25/14. Судовая система транспортировки газа / Стеннинг Дейвид Дж. (СА), Крэн Джеймс Э. (СА), патентообладатель Энрон Эл-Эн-Джи Дивелопмент Корп. (US), заявл. 26.09.1997, опубл. 10.09.2000.

71. Копей Б. В. Оптимізація проектів дотискних компресорних станцій / Б. В. Копей, Є. І. Крижанівський, Ю. О. Бобошко // Динамика роторных систем и вибрационных процессов: Сборник трудов международной научно-технической конференции, (г. Хмельницкий 12 – 19 декабря 2004 г.) – Хмельницкий: ХНУ, 2004. – С. 39-45.

72. ARIEL. Компрессоры мирового стандарта. [Электронный ресурс]: Режим доступа: <http://ru.arielcorp.com/>

73. Юрчишин В. М. Оцінка якості інформації при описі нафтогазовидобувної предметної області / В. М. Юрчишин // Методи та прилади контролю якості. – 2001. – №7. – С. 79-81.

74. Юрчишин В. М. Застосування теорії графів для прийняття рішень при управлінні нафтогазовим об'єктом / В. М. Юрчишин // Методи та прилади контролю якості. – 2000. – №5. – С. 39-42.

75. V. Lesser, K. Decker, T. Wagner, N. Carver, A. Garvey, B. Horling, D. Neiman, R. Podorozhny, M. Nagendra Prasad, A. Raja, R. Vincent, P. Xuan and X. Zhang. Evolution of the GPGP/TAEMS Domain-Independent Coordination Framework. Autonomous Agents and Multi-Agent Systems, – 9(1):87–143, July 2004.

76. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры / П. И. Пластинин – Том 2. Основы проектирования. Конструкции. – М.: КолосС, 2008. – 720 с.

77 Фотин Б. С. Поршневые компрессоры. Учеб. пособие для студентов вузов / Б. С. Фотин, И. Б. Пирумов, И. К. Прилуцкий, П. И. Пластинин, Под общ. ред. Б.С. Фотина. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 372 с.

78. ПАГЗ. Устройство [Электронный ресурс] / НПК «ЛЕНПРОМАВТОМАТИКА». – Режим доступа: \www/URL: <http://www.lenprom.spb.ru/products/pagz/ustroystvo/>

79. Передвижные автогазозаправщики (ПАГЗ) [Электронный ресурс] / ЗАО "ГазСервисКомпозит". – Режим доступа: [\www/URL: http://gassc.com/peredvizhnye-avtozapravshiki-pagz.html](http://www/URL: http://gassc.com/peredvizhnye-avtozapravshiki-pagz.html)

80. Курбатов Е. С. Газодинамика процесса истечения из резервуаров со сжатыми газами / Е. С. Курбатов // Молодой ученый. – 2014. – №8. – С. 49–51.

81. Шейпак А. А. Гидравлика и гидропневмопривод: учебник. / А. А. Шейпак – Ч.1: Основы механики жидкости и газа; 6-е изд., стереотип. – М.: МГИУ, 2007. – 264 с.

82. Герц Е. В. Расчет пневмоприводов: справочное пособие / Е. В. Герц, Г. В. Крейнин. – М.: Машиностроение, 1975. – 272 с.

83. Магистральные газопроводы / Госстрой СССР: СНиП 2.05.06-85. – М.: ЦИТЛ Гостстроя СССР, 1985. – 52 с.

84. Алексеев Е.Р. Решение задач вычислительной математики в пакетах Mathcad 12, MATLAB 7, Maple 9 / Е. Р. Алексеев, О. В. Чеснокова. – М.: ИТ Пресс, 2006. – 496с.

85. White, Frank M. Fluid mechanics / Frank M. White. —7th ed. Published by McGraw-Hill, a business unit of The McGraw-Hill Companies, Inc., 1221 Avenue of the Americas, New York, NY 10020. Copyright © by The McGraw-Hill Companies, Inc. All rights reserved, 2011. – 863 p.

86. Katz, Donald L. Handbook of natural gas engineering / Donald L. Katz, David Cornell, Riki Kobayashi and others. McGraw-Hill Book Company, inc. New York, Toronto, London, 1959. 712 p.

87. Bendlk.en, Kjen H. The Dynamic Two-Fluid Model OLGA: Theory and Application / Kjen H. Bendlk.en, Dag Maine., Randl Moe, and Sven Nuland, Inst. for Energy Technology. SPE 19451 SPE Production Engineering, May 1991

88. Рид Р. Свойства газов и жидкостей / Р. Рид, Дж. Праусниц, Т. Шервуд. – Л: Химия, 1982.– 592 с.

89. Загорученко В. А. Теплофизические свойства газообразного и жидкого метан / В. А. Загорученко, А. М. Журавлев. – М.: Издательство комитета стандартов мер и измерительных приборов при совете министров СССР, 1969.– 238 с.

90. Гайнуллин Ф. Г. Природный газ как моторное топливо на транспорте / Ф. Г. Гайнуллин, А. М. Гриценко, Ю. Н. Васильев, Л. С. Золотаревский. –М.: Недра, 1986. – 255 с.

91. Анализ особенностей требований классификационных обществ к судам, перевозящим сжатый природный газ / Вал. В. Зайцев, В. В. Зайцев, Е. В. Котова, К. С. Скрипниченко // Зб. наук. праць НУК. – 2010. – № 5 (434). – С. 11-18.

92. Крижанівський Є. І. Концепція альтернативного постачання природного газу до України / Є. І. Крижанівський, Вал. В. Зайцев // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2010. – № 4 (37).– С. 5–13.

93. Зайцев Вал. В. Предварительная оптимизация модуля судового подвижного трубопровода / Вал. В. Зайцев // Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. – 2012. – Вип. 18. – С. 44-52

94. Определение параметров облегченных стальных баллонов для грузовой системы CNG-газовозов / Савицкий М. М., Савицкий А. М., Супруненко В. А., Зайцев Вал. В., Зайцев В. В. // Електронне видання Вісник НУК, зб. наук. Праць. – 2013. – № 1.– С. 4-14

95. Иванцов О. М. Требования к трубам для строительства трубопроводов нового поколения // Трубопроводный транспорт: теория и практика. – 2005. – №1. – С. 26-28.

96. Пышминцев И. Ю. Применение высококачественных труб – гарантия от лавинообразного разрушения трубопровода высокого давления / И. Ю. Пышминцев, В. И. Столяров, В. И. Казачков // Территория “Нефтегаз”. – 2007. – № 10. – С. 54-57.

97. Емельянов А. В. Оценка служебных характеристик спиральношовных труб для магистральных газонефтепроводов методами полномасштабных испытаний / А. В. Емельянов, В. И. Столяров, В. И. Казачков // Территория “Нефтегаз”. – 2010. – № 8. – С. 70-73.

98. Горицкий В. Н. Характеристики статической трещиностойкости металла в спиральношовных трубах / В. Н. Горицкий, Г. В. Нестеров, В. А. Егоров // Трубопроводный транспорт: теория и практика. – М. – 2007. – №3 (9). – С. 44-49.

99. Варламов Н. В. Натуральные испытания труб и ремонтных конструкций на испытательном полигоне ОАО ВНИИСТ / Н. В. Варламов, Г. И. Макаров, К. В. Поликарпов // Трубопроводный транспорт: теория и практика. – 2010. – №6 (22). – С. 4-7.

100. Корозійно-воднева деградація нафтових і газових трубопроводів та її запобігання: наук.-техн. посіб. у 3-х томах / Є. І. Крижанівський, Г. М. Никифорчин; під заг. ред. В. В. Панасюка. – Івано-Франківськ – Львів: вид-во Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу, 2012. – Т. 3: Деградація газопроводів та її запобігання. – 2012. – 433 с.

101. Занковец П. В. Использование математического моделирования для исследования влияния сварочных материалов на качество сварных соединений трубопроводов / П. В. Занковец // Трубопроводный транспорт: теория и практика. – 2010. – №4. – С. 24-27.

102. Full-Size testing and analysis of X120 linepipe / S. D. Papka, J. H. Stevens, M. L. Macia [et al.] // Proc. of the Thirteenth International Offshore and Polar Engineering Conference Honolulu, Hawaii, USA, May 25-30, 2003. – P. 50-59.

103. Бруйка В. А. Инженерный анализ в Ansys Workbench: Учебное пособие / В. А. Бруйка, В. Г. Фокин, Е. А. Солдусова, Н. А. Глазунова, И. Е. Адеянов. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2010. – 271с.

104. Івасів В.М. Оцінка впливу параметрів двочастотного процесу навантажування на довговічність деталей машин / В. М. Івасів, В. І. Артим, П. В. Пушкар // Вібрації в техніці та технологіях. – 2004. – № 5 (37). – С. 113-116.

106. Махутов Н. А. Расчетно-экспериментальное определение сопротивления усталости углепластиков и элементов конструкций из них / Н. А. Махутов, А. М. Думанский, В. Б. Стрекалов // Заводская лаборатория. Диагностика материалов: Методы механических испытаний. – 2006. – № 6 (Том 72). - С.41-46.

107. Мэттьюз Ф. Композитные материалы. Механика и технология / Ф. Мэттьюз, Р. Ролингс. – М: Техносфера, 2004. – 408 с.

108. A. Kelly. The engineering triumph of carbon fibre / A. Kelly // Composites and nanostructures. – 2009. – №1. – P. 38-49.

109. ОАО “Полимертех”. [Электронный ресурс]: Режим доступа: <http://pth.nn.ru/products/izdeliy%20iz%20stecloplastika/>

110. Микитаев А. К. Эффект “ямы” коэффициента линейного температурного расширения армированных полимеров / А. К. Микитаев, Б. М. Языев // Материаловедение. – 2009. – №5. – С. 26-27.

111. Рахмилевич З. З. Справочник механика химических и нефтехимических производств / З. З. Рахмилевич, И. М. Радзин, С. А. Фарамазов С. А. – М.: Химия, 1985. – 592 с.

112. Курбатов Е. С. Газодинамика процесса истечения из резервуаров со сжатыми газами / Е. С. Курбатов // Молодой ученый. – 2014. – №8. – С. 49-51.

113. Нарусберг В. Л. Устойчивость и оптимизация оболочек из композитов / В. Л. Нарусберг, Г. А. Тетере. – Рига: Зинатне, 1988. – 299 с.

114. Патон Б. Е. Конструкция и технология изготовления облегченных сварных баллонов ВД / Б.Е. Патон, М.М. Савицкий [и др.] // Автоматическая сварка. – 1995. – №9.

115. Мандрик О. М. Розвиток наукових основ підвищення рівня екологічної безпеки при транспортуванні природного газу [текст]: дис. ... д-ра техн. наук: 21.06.01 / Мандрик Олег Миколайович. – Івано-Франківськ, 2013. – 336 с.

116. Чеботарева Е. А. Полимерные композиционные материалы: формирование структуры и влияние ее на свойства (Обзор) / Е. А. Чеботарева, Л. Р. Вишняков // Вісник Інженерної академії України. – 2012. – № 2. – С. 157-163.

117. Егоров А. В. Численно-аналитический метод расчета металлокомпозитного цилиндрического баллона давления / А. В. Егоров, А. В. Азаров // Электронный журнал «Труды МАИ». – Выпуск №73: Режим доступа: <http://www.mai.ru/science/trudy/>

118. Васильев В. В. Механика конструкций из композиционных материалов / Васильев В. В.. – М.: Машиностроение, 1978. – 272 с.

119. Государственный стандарт российской федерации. Баллоны высокого давления для сжатого природного газа, используемого в качестве моторного топлива на автомобильных транспортных средствах: ГОСТ Р 51753-2001. – М.: Гостстандарт России, 2001. – 20 с.

120. Пелех Б.Л. Контактные задачи теории упругих анизотропных оболочек / Б. Л. Пелех, Н. А. Сухорольский – К.: Наукова думка, 1980. – 216 с.

121. Григолюк Э.И. Контактные задачи теории пластин и оболочек / Э. И. Григолюк, В. М. Толкачев – М.: Машиностроение, 1980. – 411 с.

122. Львов Г.И. О влиянии кинематических гипотез на характер контактного взаимодействия цилиндрической оболочки с бандажом / Г.И. Львов, А.Н. Ткачук // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – 2006. – № 32. – С. 98-104. Серія: Динаміка та міцність машин.

123. Бесчетников Д.А. Контактная задача для цилиндрической оболочки с бандажом из композитного материала / Д.А. Бесчетников, Г.И.

Львов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – 2012. – № 67 (973). – С. 19-25. Серія: Динаміка та міцність машин.

124. Мужецкий А.И. Особенности моделирования изделий из волокнистых полимерных композиционных материалов методом конечных элементов / А.И. Мужецкий, В.А. Колесник, А.В. Евтухов // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали ІІ Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, (м. Суми, 17-20 квітня 2012 р.): у 3-х ч. / Ред.кол. [О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов}. – Суми : СумДУ, 2012. – Ч.1. – С. 53-54.

125. Егоров Д.В. Особенности конечно-элементного моделирования изделий из композитных материалов в космической технике / Д.В. Егоров, Д.Ф. Баляков, Н.Н. Широкова // Актуальные проблемы авиации и космонавтики. – 2014. – №10. – С. 27-28.

126. Алямовський А. А. Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation / А. А. Алямовський. М.: ДМК Пресс, 2010. – 464с.

127. Дария заде С. Численная методика определения эффективных характеристик однонаправленно армированных композитов гексагональной структуры / С. Дария заде, Г. И. Львов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014. – № 2 (109). – С. 59-66.

128. Мандрик О. М. Аналіз методів зміцнення замкнутих ємностей для безпечного транспортування природного газу / О. М. Мандрик О. М. авицький, В. І. Артим // Наукові нотатки: міжвузівський збірник. – Луцьк: Луцьк. держ. техн. ун-т. – 2013. – Вип. 41. – С. 176-186.

129. Damage evaluation for Type-II CNG cylinder by the analysis of AE parameters [Electronic resource] / Hyun-Sup JEE, Jong-O LEE, No-Hoe JU, Cheal-Ho SO, Jong-Kyu LEE // 30th European Conference on Acoustic Emission Testing & 7th International Conference on Acoustic Emission. University of Granada, 12-15 September 2012. – Available at: \www/URL: www.ndt.net/EWGAE-ICAE2012/

130. ISO 11439-2003. Gas cylinders – High pressure cylinders for the on-board storage of natural gas as a fuel for automotive vehicles // International Standard. ISO. – 2003. – Режим доступу: \www/URL: gost_r_iso_11439_v_Rosstandart.pdf.

131. Правила будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском. ДНАОП 0.00-1.07-94: Затверджені наказом Держнаглядохоронпраці України від 18.10.94р. № 104.

132. Криничний П. Я. Комп'ютеризовані технічні засоби контролю корозійного пошкодження трубопроводу / П. Я. Криничний, О. М. Карпаш, П. М. Райтер // Обеспечение эксплуатационной надежности систем трубопроводного транспорта: Сборник докладов научно-практического семинара, (г. Киев, 25-27 апреля 2005). – Киев: Экотехнология, 2005. – С. 173-175.

133. Государственный стандарт Российской федерации. Баллоны высокого давления для сжатого природного газа, используемого в качестве моторного топлива на автомобильных транспортных средствах. ГОСТ Р 51753-2001. – М.: Гостстандарт России, 2001. – 20 с. (Общие технические условия.) – Режим доступу: \www/URL: <http://docs.cntd.ru/document/gost-r-51753-2001>.

134. Андреев Ю.М. Розробка аналітичних комп'ютерних методів аналізу та синтезу динаміки машин. дис. докт. техн. наук 05.02.09 / Ю. М. Андреев – Харків, 2008. – 236с.

135. Советов В.Я. Моделирование систем: Практикум / В.Я. Советов. – М.: Высшая школа, 2003. – 295с.

136. Поршнева С.В. Компьютерное моделирование физических процессов в пакете MATLAB / С.В. Поршнева. – М.: Горячая линия – Телеком, 2003. – 592с.

137. Рыжиков Ю.И. Имитационное моделирование / Ю.И. Рыжиков. – М.: Логос, 2003. – 357с.

138. Redfern M., Betounes D. Mathematical Computing: An Introduction in Programming Using Maple.- Hattiesburg: Springer-Verlag, 2002, 420 pp.

139. Аладьев В.З. Программирование и разработка приложений в Maple / В.З. Аладьев, В.К. Бойко, Е.А. Ровба. – Гродно: Таллинн 2007. – 459с.

140. Курбатов Е.С. Газодинамика процесса истечения из резервуаров со сжатыми газами / Е. С. Курбатов // Молодой ученый. – 2014. – №8. – С. 49-51.

141. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. Главная редакция физико-математической литературы изд-ва Наука, – 1972. – 544с.

142. Сопротивление материалов: Учебник для вузов, Под общ. ред. Г. В. Писаренко. – Киев: Вища школа, 1979. – 696 с.

143. Ameron, Installation Guide for GRE Pipe systems – Available at: \www/URL: http://jadelltd.com/wa_files/AMERON_20_20Instllation_20Guide_20For_20GRE_20Pipe_20Systems.pdf

144. High Pressure Composite Pipeline and Joints for Gas Distribution Network. J. F. McNamara, A. Connolly, J. Steen. – Available at: \www/URL: <http://cordis.europa.eu/documents/documentlibrary/46014261EN6.pdf>

145. Крыжановский Е.И. Исследование и повышение сопротивления усталости бурильных колонн при вращательном бурении скважин: автореф. дис. на соиск. уч. степени д-ра. техн. наук: спец: 05.04.07 „Машины и агрегаты нефтяной и газовой промышленности” / Крыжановский Евстафий Иванович. – Москва, 1990. – 49 с.

146. Шкіца Л.Є. Забезпечення надійності труб при бурінні та експлуатації свердловин: дис... канд. техн. наук: 05.15.07 / Шкіца Леся Євстахіївна ; Івано-Франківський держ. технічний ун-т нафти і газу. - Івано-Франківськ, 1996. - 138 с.: іл.

147. ASTM-D-2992, Standard practice for obtaining hydrostatic or pressure design basis for “fiberglass” (glass-fiber-reinforced thermosetting-resin) pipe and fittings. – Available at: \www/URL: <http://www.pipemedic.com/pdfs/ASTM%20D2992->

06%20Standard%20Practice%20for%20Obtaining%20Hydrostatic%20Pressure%20Design%20Basis%20for%20Fiberglass%20Pipe%20&%20Fittings.pdf

148. Таблицы физических величин: Справочник, Под ред. акад. И. К. Кикоина. – М.: Атомиздат, 1976. – 1008 с.

149. Перри Дж. Справочник инженера-химика, Перевод с англ. / Под ред. акад. Жаворонкова Н.М. и чл.-корр. АН СССР Романкова П.Г., т. 1 – Л.: Химия, 1969. – 640 с.

150. Определение параметров облегченных стальных баллонов для грузовой системы CNG-газовозов / М. М. Савицкий, О. М. Савицкий, В. О. Супруненко, Вал. В. Зайцев, В. В. Зайцев // Вісник НУК ім. адм. Макарова. – 2013. – № 1. <http://evn.nuos.edu.ua/issue/view/1024>

151. Магистральные газопроводы СНиП 2.05.06-85. / Госстрой СССР. – М.: ЦИТЛ Гостстроя СССР, 1985. – 52 с.

152. Heidersbach R., Inspection, monitoring, and testing / Robert Heidersbach // Metallurgy and Corrosion Control in Oil and Gas Production, 2011- John Wiley & Sons, Inc. – P.186-208.

153. Roberge P.R., Corrosion Inspection and Monitoring / Pierre R. Roberge/ WILEY SERIES IN CORROSION.-2007. - John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey. – 383 p.

154. Yang L., Techniques for corrosion monitoring/ Lietai Yang / SOUTHWEST RESEARCH INSTITUTE, Woodhead Publishing and Maney Publishing on behalf of The Institute of Materials, Minerals & Mining, 2008 - Cambridge England. – 670 p.

155. Мазур И.И. Безопасность трубопроводных систем / И. И. Мазур, О. М. Иванцов. – М.: ИЦ «Елима»б 2004. – 1004 с.

156. Y. Zhang, G. Yan, Detection of Gas Pipe Wall Thickness Based on Electromagnetic Flux Leakage// Russian Journal of Nondestructive Testing. – 2007 – № 43. – P. 123-132.

157. Kikuchi H., Shimizu I., Ara K., Kamada Y, Kobayashi S., Applicability of Magnetic Flux Leakage Method for Wall Thinning Monitoring in Nuclear Power Plants/ Hiroaki Kikuchi, Isamu Shimizu, Katsuyuki Ara, Yasuhiro Kamada, Satoru Kobayashi / Electromagnetic Nondestructive Evaluation (XIV) T. Chady et al. (Eds.), 2011. - IOS Press BV, Amsterdam, Netherlands. - P.275-281.

158. Javier Garcia-Martin, Jaime Gomez-Gil, Ernesto Vazquez-Sanchez, Non-Destructive Techniques Based on Eddy Current Testing / Javier Garcia-Martin, Jaime Gomez-Gil, Ernesto Vazquez-Sanchez // Sensors (Open Access), 2011. – 11. - P.2525-2565.

159. Магістральні трубопроводи. Визначення залишкової міцності магістральних трубопроводів з дефектами: ДСТУ-Н Б В.2.3-21: 2008. – [Чинний від 2009 – 01 – 01]. – К.: Мінрегіонбуд України, 2008. – 61 с.

160. Киселев В.К. Модель оценки прочности и конструктивной надежности газопроводов с произвольно ориентированными поверхностными дефектами / В.К. Киселев, В.П. Столов // Надежность и ресурс газопроводных конструкций. – М.: ВНИИГАЗ. – 2003. – С.67-77.

161. Широков М.А. Анализ методов оценки работоспособности газопроводов с дефектами / М.А. Широков // Надежность газопроводных конструкций. – М.: ВНИИГАЗ. – 2000. – С.40-54.

162. Сравнительные испытания прямошовных и спиральношовных труб / А.А. Груздев, Г.Г. Тарабрин, Н.Ф. Хохлов [та ін.] // Трубопроводный транспорт нефти. – 1999. – № 7. – С.29-32.

163. Пат. № 76390 Україна, МПК В23К 31/02. Спосіб ремонту дефектних ділянок діючого газопроводу / Бут В. С., Беккер М. В., Дрогомирецький М. М., Коломєєв В. М., Мандра А. С., Максимов С. Ю., Налісний М. Б., Ніколаєв В. О., Подолян О. П., Пудрий С. В. – а2006 02229; заявл. 01.03.2006; опубл. 17.07.2006. Бюл. № 7.

164. Чирков Ю.А. Напряженно-деформированное состояние трубопровода при ремонте методом бандажирования / Ю.А. Чирков // Вестник ОГУ. – 2004. – №5. – С.85-89.

ДОДАТКИ

ПРОТОКОЛ № 1
науково-технічної наради
Національної акціонерної компанії “Нафтогаз України”

м. Київ

4 лютого 2015 року

Головував – Тодійчук О.С.

ПРИСУТНІ:

Від НАК «Нафтогаз України»

заступник голови правління Тодійчук О.В.,
радник голови правління Афанасьєв П.В.,
директор Департаменту балансів газу, обліку газу і нафти
Лісовець В.П.,
директор Департаменту капітальних вкладень та внутрішніх інвестицій
Гриців Г.В.,
директор Департаменту податкового планування і регуляторної політики,
д.е.н. Колбушкін Ю.П.,
заступник директора філії «Дирекція з будівництва» д.т.н. Драганчук О.Т.,
заступник директора Виробничого департаменту Сипко К.В.,
заступник начальника Управління науково-технічної політики
Андріївський А.В.,
начальник відділу Управління науково-технічної політики Андрєєва Г.О.,
заступник начальника відділу Управління науково-технічної політики
Стефанюк І.Є.,
начальник відділу Виробничого департаменту Годованець П.М.,
начальник сектору Виробничого департаменту Лютий О.С.,
начальник ЦДУ Корнієнко С.М.,
начальник відділу Департаменту реформування та розвитку бізнесу
Лактіонов О.В.,

Від Інституту електрозварювання ім. Є.О.Патона НАН України

заступник директора, академік НАНУ Кучук-Яценко С.І.,
зав.відділом 11 д.т.н. Савицький М.М.

Від Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу

ректор, член-кореспондент НАНУ, д.т.н., Крижанівський Є.І.,
проректор, д.т.н., Мандрик О.М.,
зав. кафедри будівельної механіки, д.т.н. Артим В.І.,

доцент кафедри ТЗНГ, заступник директора ІНГІ, к.т.н. Сусак О.М.,
докторант кафедри НГО, к.т.н. Джус А.П.

Від ПАТ ДАТ «Чорноморнафтогаз» заступник голови правління
Кондратов А.В.

Від ТОВ «Газінжинірінг» директор Лядецький Т.М.,
Від центру Разумкова представник Логацький О.В.

ПОРЯДОК ДЕННИЙ

Розгляд концепції транспортування природного газу шельфових родовищ
Чорного моря.

СЛУХАЛИ:

1 Тодійчук О.В. Окреслив стратегічну важливість поставленої задачі в контексті розвитку газової промисловості України у теперішній час, вказав на необхідність невідкладного розгляду даного питання.

2 Крижанівський Є.І. Виклав основні моменти концепції транспортування газу за допомогою CNG барж із шельфових родовищ Чорного моря, представив спільне бачення фахівців ІФНТУНГ та Інституту електрозварювання ім. Є.О.Патона НАНУ щодо розвитку технології транспортування стиснутого природного газу (CNG) з використанням морських транспортних засобів.

Повний текст концепції додається.

Під час обговорення доповіді виникло ряд запитань:

Яке правове підґрунтя використання технології CNG в Україні?

Крижанівський Є.І. Показником позитивної думки про технологію транспортування CNG в світі є нормативна база, яка розроблена для підтримки її впровадження. На сьогодні існують три світові спільноти, які опублікували правила та інструкції для проектування і спорудження морських CNG суден (American Bureau of Shipping, Det Norsk Veritas, Bureau Veritas). Для можливості використання пропонованої технології в Україні необхідним є внесення окремих змін в існуючі та розроблення додаткових нормативних документів на основі згаданих вище правил та інструкцій.

Чи проводились порівняння затрат на реалізацію технології CNG із затратами на будівництво традиційних підводних трубопроводів?

Крижанівський Є.І. У запропонованій вашій увазі концепції CNG технологія розглядається не як конкуруюча, а як доповнююча, або як єдино можлива в окремих випадках. Беручи до уваги результати попередньої оцінки вартості CNG технології при її реалізації на Одеському газовому родовищі за наявних на сьогодні об'ємів видобутку газу, можна говорити про її конкурентноспроможність порівняно із традиційним підводним трубопроводом. Орієнтована вартість будівництва підводного трубопроводу DN 300, DN 400 коливається в межах від 2 до 2,5 млн.\$ США за 1 км. Для умов Одеського родовища становитиме 250-300 млн.\$ США, тоді як згідно з попередньою оцінкою затрати на реалізацію технології CNG за цих умов складуть 195-200 млн.\$ США.

Чи проводилася оцінка основних техніко-економічних показників проекту із урахуванням теперішніх умов оподаткування та можливого зменшення ціни на природний газу на європейському ринку.

Крижанівський Є.І. Детальна оцінка техніко-економічних показників проекту буде здійснюватися під час розробки ТЕО.

Чи потрібна значна додаткова кількість персоналу для обслуговування технологічних суден, CNG барж?

Крижанівський Є.І. Співставляючи процеси, які реалізуються на технологічних баржах і морських технологічних платформах, можна зробити висновок, що кількість обслуговуючого персоналу технологічної баржі є аналогічною. Додатковим є тільки персонал, задіяний для транспортування барж, тобто команди буксирів.

В обговоренні взяли участь: **Кучук-Яценко С.І., Савицький М.М., Сипко К.В., Андрійвський А.В., Кондратов А.В.** та інші.

В ході обговорення висловлено пропозицію щодо доцільності розробки пілотного проекту, в якому необхідно:

- визначитися із джерелами фінансування;
- врахувати можливість максимального залучення до реалізації проекту вітчизняних підприємств (кораблебудівних, металургійних та машинобудівних).

УХВАЛИЛИ:

1. Для ефективної експлуатації нафтогазових родовищ шельфу Чорного моря біля о. Зміїний і, зокрема, Одеського родовища, а також в перспективі освоєння глибоководного шельфу необхідно створити гнучку систему транспортування видобутих вуглеводнів до Українського берега в Одеській області.

2. Перспективним методом транспортування природного газу, видобутого з невеликих за запасами морських родовищ, які розміщені на віддалених між собою ділянках, є перевезення газу в стиснутому стані спеціальними суднами або баржами з використанням так званих CNG-технологій.

3. Для успішної експлуатації Одеського родовища, освоєння шельфу в районі острова Зміїний, а в перспективі і глибоководного шельфу Чорного моря, з метою створення гнучкої системи транспортування видобутих вуглеводнів доцільно розглянути пілотний проект «Концепції транспортування природного газу шельфових родовищ Чорного моря».

Для цього використати напрацювання Інституту електрозварювання ім. Є. О. Патона НАН України, Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу, Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова із залученням різних інвестиційних джерел фінансування.

4. Розглянути можливість апробації пілотного проекту на газовому родовищі «Стрілкове» (єдине діюче морське родовище в Україні на даний час).

**Від НАК «Нафтогаз України»
заступник голови правління**



Тодійчук О.В.

**Від Інституту електрозварювання
ім. Є.О.Патона НАН України
заступник директора, академік НАНУ**



Кучук-Яценко С.І.

**Від Івано-Франківського національного
технічного університету нафти і газу
ректор, член-кореспондент НАНУ, д.т.н.**



Крижанівський Є.І.



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

вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, тел./факс (03422) 4-21-39, тел. (03422) 4-22-64
E-mail: admin@nung.edu.ua, код ЄДРПОУ 02070855, р/р № 35228203004276
в ГУДКСУ в Івано-Франківській обл., МФО 836014

№ _____

Довідка

**про впровадження результатів дисертаційної роботи Джуса А.П. на
тему „Розвиток наукових основ забезпечення працездатності обладнання
при транспортуванні стиснутого природного газу”**

Результати дисертаційних досліджень Джуса А.П. використані при підготовці матеріалів для Комітетських слухань на тему ”Перспективи та шляхи нарощування видобутку вітчизняних нафти та газу для підвищення енергетичної безпеки України”, що проводились 9 червня 2015 року Комітетом Верховної Ради України з питань паливно-енергетичного комплексу, ядерної політики та ядерної безпеки.

Відповідно до Рекомендацій Комітетських слухань, затверджених 17 червня 2015 року, однією із пропозицій до Міністерства енергетики та вугільної промисловості України (пункт 3.5) є розгляд можливості проведення апробації нових технологій та засобів морського транспортування компримованого природного газу (технологія CNG) із залученням зарубіжних інвесторів з метою диверсифікації газопостачання та обслуговування свердловин на шельфі.

Проректор з наукової роботи



О.М. Карпаш



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

вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, тел./факс (03422) 4-21-39, тел. (03422) 4-22-64
E-mail: admin@nung.edu.ua, код ЄДРПОУ 02070855, р/р № 35228203004276
в ГУДКСУ в Івано-Франківській обл., МФО 836014

№ _____

АКТ
впровадження у навчальний процес результатів
дисертаційних досліджень

Ми, що нижче підписалися, проректор з науково-педагогічної роботи ІФНТУНГ проф. Мандрик О.М., завідувач кафедри нафтогазового обладнання проф. Копей Б.В., завідувач кафедри транспорту та зберігання нафти і газу проф. Середюк М.Д. засвідчуємо, що основні положення докторської дисертації Джуса А.П. на тему „Розвиток наукових основ забезпечення працездатності обладнання при транспортуванні стиснутого природного газу” впроваджені у навчальний процес на кафедрі нафтогазового обладнання Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу та використовуються при викладанні дисциплін для студентів освітньо-кваліфікаційного рівня магістр зі спеціальності 8.05030403 – Обладнання нафтових і газових промислів та у їх наукових дослідженнях.

Матеріали дисертаційних досліджень використовуються студентами освітньо-кваліфікаційного рівня магістр зі спеціальності 8.05030402 – Газонафтопроводи та газонафтоєсховища при виконанні кваліфікаційних робіт.

Поректор з науково-педагогічної роботи

О. М. Мандрик

Завідувач кафедри нафтогазового обладнання

Б. В. Копей

Завідувач кафедри транспорту та зберігання нафти і газу

М. Д. Середюк



Товариство з обмеженою відповідальністю
ІК МАШЕКСПОРТ

04655, м. Київ, Кудрявський узвіз, 7
тел.: 8(044) 498-02-73
E-mail: office@ik-me.com

п/р 26002000003059 у ПУАТ «ФІДОБАНК», м. Київ,
МФО 300175, ЄДРПОУ 35948278

Вих. № 1971 від 31.03.2016р

Довідка

**про впровадження результатів дисертаційної роботи Джуса А.П. на тему
„Розвиток наукових основ забезпечення працездатності обладнання при
транспортуванні стиснутого природного газу”**

ТЗОВ “Інжинірингова компанія “Машекспорт” на замовлення ДК “Туркменгаз” здійснює розробку концепції організації транспортування стиснутого природного газу суднами по Каспійському морю за маршрутом Туркменбаші (Туркменія) – Баку(Азербайджан) і Туркменбаші (Туркменія) – Ензелі (Іран).

Метою проекту є:

- організація транспортування стиснутого природного газу суднами по Каспійському морю за маршрутом Туркменбаші (Туркменія) – Баку(Азербайджан) і Туркменбаші (Туркменія) – Ензелі (Іран);

- організація завантаження і розвантаження стиснутого газу в портах.

З цією метою ДК “Туркменгаз” розглядає питання можливості переобладнання десяти суховантажних суден типу “Волго – Дон”, проект 507А.

В дисертаційній роботі Джуса А.П. наводяться рекомендації щодо організації процесів завантаження газу, облаштування розвантажувальних терміналів і режимів їх роботи та забезпечення працездатності технологічного обладнання, які знайшли своє відображення у напрацьованих рішеннях концепції організації транспортування стиснутого природного газу суднами по Каспійському морю.

Генеральний директор,
доктор технічних наук



[Handwritten signature]
Говдяк Р.М.



ПАО «ЧЕРНОМОРСУДОПРОЕКТ»
PJSC «CHERNOMORSUDOPROJECT»

54038, Украина, г. Николаев, ул. Бузника, 5

5, Buznika str., Nikolaev, 54038, Ukraine

тел.: +38 0512 70 93 20
м.тел.: +38 067 264 54 44
факс: +38 0512 34 10 60
www.chsp.mksat.net
e-mail: chsp.pjsc@gmail.com

АТ "Райффайзен Банк Аваль"
расч. счет: 26004205489
ЕГРПОУ: 14308782
МФО: 380805

Исходящий № _____

от « ____ » _____ 2016 г.

ЗАТВЕРДЖУЮ
Заступник Голови правління,
кандидат технічних наук, доцент
_____ Д.В. Зайцев
« 26 » _____ 2016 р.

АКТ

**про впровадження результатів дисертаційної роботи Джуса А.П. на тему
„Розвиток наукових основ забезпечення працездатності обладнання при
транспортуванні стиснутого природного газу”**

Ми, що нижче підписалися, начальник проектного відділу «О-14» Чучко Юрій Ігоревич, заступник головного конструктора проекту Назаров Олег Максимович склали цей акт про те, що в проектних розробках ПАТ "Чорноморсуднопроект" було використано наступні результати, отримані в дисертаційній роботі:

- теоретико-методологічні засади комплектування технологічних морських транспортних засобів обладнанням для підготовки та стиснення природного газу;
- закономірності процесів завантаження та розвантаження ємностей при реалізації технології транспортування природного газу в стиснутому стані;
- особливості зміни температури природного газу в процесі заповнення вантажних систем та їх вплив на напружено-деформований стан елементів ємностей, виконаних у вигляді рухомого трубопроводу;
- особливості деформування елементів комбінованих посудин високого тиску та їх напружено-деформованого стану за умов дії тиску природного газу та зміни його температури.

Робота має виражену практичну спрямованість, представляє для підприємства безперечний інтерес, а її результати є визначальними при розробленні початкових проектів технологічних і транспортних суден для реалізації технології транспортування природного газу в стиснутому стані.

Начальник проектного відділу О-14

Чучко Ю.І.

Заст. головного конструктора проекту

Назаров О.М.