

Міністерство освіти і науки України  
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

Дейнега Руслан Олександрович

УДК 622.691.4:622.692.4

## ДИСЕРТАЦІЯ

### ПРОГНОЗУВАННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ НАФТОГАЗОПРОВОДІВ З ВРАХУВАННЯМ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ

05.15.13 – трубопровідний транспорт, нафтогазосховища  

---

(шифр і назва спеціальності)

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

\_\_\_\_\_ Р. О. Дейнега  
(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий керівник: Івасів Василь Михайлович, д-р техн. наук, професор  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання )

Івано-Франківськ – 2021

## АНОТАЦІЯ

**Дейнега Р. О. Прогнозування довговічності нафтогазопроводів з врахуванням експлуатаційних факторів. – Кваліфікаційна наукова праця правах рукопису.**

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.15.13 – трубопровідний транспорт, нафтогазосховища. - Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ, 2021.

Дисертація присвячена питанням прогнозування втомної та корозійно-втомної довговічності ділянок трубопроводів шляхом врахування експлуатаційних факторів та розроблення заходів для підвищення терміну їх експлуатації.

В роботі проведено аналіз умов експлуатації магістральних трубопроводів та встановлено основну причину їх руйнування – наявність втомних та корозійно-втомних пошкоджень. Особливості експлуатації підводних трубопроводів характеризується появою ряду небезпечних факторів: виникнення розмитих ділянок, збільшення вібраційного навантаження від дії коливань хвиль. Проаналізовано чинні методики оцінки напружено-деформованого стану, вплив пульсацій внутрішнього тиску перекачуваного продукту, методів для ремонту пошкоджених ділянок трубопроводів. Встановлено, що існуючі на сьогодні методики вимагають удосконалення, оскільки не повною мірою враховують усі експлуатаційні фактори, які впливають на термін експлуатації трубопроводу.

Сформовано комплекс методик для дослідження тріщиностійкості, прогнозування довговічності, імітаційного моделювання та експериментального дослідження натурних взірців елементів трубопроводів.

Для оцінки впливу експлуатаційних факторів, що діють на розмиті ділянку підводного трубопроводу, розглянено теорію хвиль кінцевої амплітуди. На основі даної теорії розроблено методику оцінки фактичної

навантаженості і прогнозування залишкового ресурсу підводного трубопроводу, яка враховує сумарну дію горизонтальних та вертикальних складових швидкості та прискорення частинок рідини. Враховано вплив морських хвиль на коливання розмитої ділянки підводного трубопроводу, а саме дію виштовхуючої сили води. Це дало змогу більш точно розрахувати навантаження на підводний трубопровід під час коливних процесів і точніше оцінити його довговічність. Запропоновано та розроблено конструкції пристроїв для герметизації та зміцнення дефектних ділянок трубопроводів.

На основі експериментальних досліджень швидкості поширення тріщини матеріалу трубопроводу при дії циклічного навантаження отримано параметри тріщиностійкості, які можуть бути використані при прогнозуванні довговічності. Експериментальні дослідження натурального зразка (частини трубопроводу "Дружба") із встановленими бандажами на дефектних ділянках підтвердили ефективність їх застосування. Досліджено моделі - "вирізки" з цього трубопроводу, що містять локальні дефекти, параметри яких визначено за допомогою розробленого стенду. За результатами досліджень побудовано ймовірнісні криві втоми. Отримано значення ймовірності неруйнування. Для прогнозування довговічності трубопроводу побудовано криві втоми, що враховують пульсації тиску перекачуваного продукту. Розраховано залишковий ресурс пошкодженої ділянки газопроводу. Встановлено, що застосування бандажу на дефектній ділянці трубопроводу знижує величини напружень, що виникають як у зоні дефекту, так і у стінці, майже у два рази. Щодо кількості циклів до руйнування із врахуванням впливу пульсації тиску, то при застосуванні бандажу вони збільшуються із 12230 до 371530.

Результати проведених експериментальних досліджень підтверджують теоретичні дослідження. Отримано патент на винахід та патент на корисну модель розроблених пристроїв для герметизації та зміцнення трубопроводу. Розроблена конструкція бандажу була використана під час ліквідації витoku газу газопроводу "Пасічна-Тисмениця", що підтверджено актом Богородчанського лінійного виробничного управління магістральних

газопроводів. Методика оцінки фактичної навантаженості і прогнозування залишкового ресурсу підводного трубопроводу впроваджена у ДАТ "Чорноморнафтогаз".

**Ключові слова:** нафтогозопровід, морські хвилі, розмита ділянка трубопроводу, дефект, бандаж, напружено-деформований стан, втомна міцність, циклічне навантаження, тріщиностійкість, імітаційне моделювання.

## ABSTRACT

Deineha R. O. Prediction of Durability of Oil and Gas Pipelines with the Account of Operational Factors. – Qualification Scientific Paper with the Manuscript Copyright. Thesis for the Degree of Candidate of Technical Sciences (Doctor of Philosophy) in Specialty 05.15.13 – Pipeline Transport, Oil and Gas Storages. – Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, 2021.

The thesis is devoted to the issues of predicting the fatigue and corrosion fatigue life of pipeline sections by taking into account operational factors and developing measures to increase their service life.

The paper analyzes operating conditions of main pipelines and establishes the primary reason for their destruction – presence of fatigue and corrosion fatigue damages. The peculiarities of operation of underwater pipelines are characterized by a number of the following hazardous factors: formation of eroded sections and increase in the vibration load exerted by wave oscillations. The available methods for assessing the stress-strain state and influence of pulsations of the pumped product internal pressure as well as the methods for repairing damaged pipeline sections have been analyzed. It has been determined that the methods used today require improvement, since they do not fully take into account all the operational factors that affect the pipeline service life.

A set of methods has been formed to study crack resistance, predict durability and carry out simulation modeling and experimental studies of full-scale samples of

different pipeline elements.

In order to assess the influence of the operational factors affecting underwater pipeline eroded sections, the theory of waves of finite amplitude has been considered. The methods for assessing the actual loading and predicting the underwater pipeline residual service life, which take into account the total action of the horizontal and vertical components of the velocity and acceleration of fluid particles, have been developed on the basis of this theory. The influence of sea waves on the underwater pipeline eroded section oscillations, in particular, the action of the buoyancy force of water, has been taken into account. It has made it possible to more accurately calculate the load on the underwater pipeline during oscillatory processes and more precisely estimate its durability. The designs of the devices for sealing and strengthening defective pipeline sections have been proposed and developed.

The parameters of crack resistance  $C=3.5 \cdot 10^{-16} m^7/N^4$ ,  $n=6.88$ ,  $K^*=23.65 MPa m^{1/2}$ , which can be used when predicting durability, have been obtained on the basis of the experimental studies of the velocity of crack propagation of the pipeline material under the cyclic load action. The experimental studies of the full-scale sample (section of the Druzhba pipeline) with the bandages installed on defective areas have proven the effectiveness of their application. The models of this pipeline “cutouts” that contain local defects, the parameters of which were determined using the developed stand, have been studied. The probability fatigue curves have been constructed on the basis of the study results. The value of the non-destruction probability has been obtained. In order to predict pipeline durability, the fatigue curves that take into account pumped product pressure pulsations have been constructed. The residual service life of the damaged pipeline section has been calculated. It has been established that the use of the bandage on the defective pipeline section reduces the values of the stresses occurring both in the defect zone and in the wall by almost two times. As far as the number of cycles before destruction is concerned (taking into account the influence of pressure pulsations during the year), they increase from 12,230 to 371,530 when using the bandage.

The results of the conducted experimental studies confirm the theoretical studies. The patent for an invention and patent for a useful model of the developed devices for pipeline sealing and strengthening have been obtained. The developed design of the bandage has been used for gas leak elimination on the Pasichna-Tysmenytsia gas pipeline (it is confirmed by the Act of the Bohorodchany Linear Production Department of Main Gas Pipelines). The methods for assessing the actual loading and forecasting the residual service life of the underwater pipeline have been implemented at Chornomornaftohaz, SJSC.

**Key words:** oil and gas pipeline, sea waves, eroded pipeline section, defect, bandage, stress-strain state, fatigue strength, cyclic load, crack resistance, simulation modeling.

## СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

### Закордонні видання

1. Дейнега Р.О., Івасів В.М., Михайлюк В.В., Фафлей О.Я. Дослідження впливу бандажу на дефектну ділянку трубопроводу. *Восточно Европейский Научный Журнал. Технические науки.* 2020. №54(2). С. 55-63. ([Index Copernicus](#)).

### Фахові видання України

2. Івасів В. М., Артими В.І., Дейнега Р.О. Прогнозування залишкового ресурсу магістральних трубопроводів: проблеми і перспективи. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ.* 2007. № 3. С.102-108.

3. Дейнега Р.О. Розрахунок довговічності підводних трубопроводів з урахуванням впливу вертикальної складової хвильового навантаження. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.* 2010. № 4 (26). С. 78-83.

4. Дейнега Р.О., Артими В.І., Івасів О.В., Василюк В.М., Яновський С.Р., Басараб Р.М. Експериментальна оцінка підсилюючої здатності зварних муфт пошкоджених труб магістрального нафтопроводу. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ.* 2011. №3(40). С.70-75.

5. Івасів В.М., Дейнега Р.О., Фафлей О.Я., Михайлюк В.В., Буй В.В., Говдяк Р.М. Дослідження впливу корозійних дефектів на довговічність магістральних нафтопроводів. *Нафтогазова енергетика.* 2020. № 2 (26). С. 67-74.

### Патенти

6. Патент № 100455, Україна, F16L 55/16. Пристрій для герметизації та зміцнення трубопроводу. Крижанівський Є.І., Івасів В.М., Ногач М.М., Слободян В.І., Дейнега Р.О. № а201106740; Заявл. 30.05.2011; опубл. 25.12.2012, Бюл. № 24. 4 с.

7. Патент № 89225, Україна, F16L 55/00. Пристрій для герметизації наскрізних дефектів трубопроводу. Крижанівський Є.І., Слободян В.І., Джус А.П., Івасів О.В., Ногач М.М., Кутенець В.О., Басараб В.М., Дейнега Р.О. № u201313777; Заявл. 27.11.2013; опубл. 10.04.2014, Бюл. № 7. 4 с.

### **Матеріали конференцій**

8. Івасів В.М., Артими В.І., Дейнега Р.О., Козак О.М., Татаренков О.Д. Оцінка ресурсу морських трубопроводів засобами комп'ютерного моделювання. Міжнародна науково-технічна конференція *Інтегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні – ІКТМ-2005* Національний аерокосмічний університет. 2005. Харків. С. 143-144

9. Івасів В.М., Артими В.І., Дейнега Р.О., Козак О.М., Татаренков О.Д. Коливання морських трубопроводів під впливом хвиль. *Научные исследования и их практическое применение. Современное состояние и пути развития.* Сборник трудов научно-практической конференции. Том 9. Транспорт, физика и математика. 2005. Одесса: Черноморье. С. 33-37.

10. Івасів В.М., Артими В.І., Гладун В.В., Дейнега Р.О. Модель багатоциклового корозійно-втомного пошкодження деталей машин. *Механічна втома металів. Під ред. Троценка В.Т.* Праці колоквиуму. 2006. Тернопіль. С. 198-203.

11. Івасів В.М., Артими В.І., Дейнега Р.О., Татаренков О.Д. Оцінка фактичної навантаженості та довговічності підводного трубопроводу під впливом хвиль. *Проблеми нафтогазової промисловості. Збірник наукових праць.* Випуск 3. К: 2006. С. 284-293.

12. Івасів В.М., Артими В.І., Дейнега Р.О. Прогнозування залишкового ресурсу магістральних трубопроводів: проблеми і перспективи. Міжнародна науково-технічна конференція. *Ресурсозберігаючі технології в нафтогазовій енергетиці "ІФНТУНГ-40"*. 16-20 квітня 2007 Анотації. Івано-Франківськ, 2007. с. 89.



13. Дейнега, Р. О. Артим В.І., Рачкевич Р.В., Татаренков О.Д. Напружено-деформований стан трубопроводів в умовах непроєктних морських ділянок. Міжнародна науково-технічна конференція молодих вчених. *Техніка і прогресивні технології в нафтогазовій інженерії*. 16-20 вересня 2008. Івано-Франківськ. с. 48

14. Івасів В.М., Артим В.І., Дейнега Р.О., Рачкевич Р.В. Прогнозування залишкового ресурсу газопроводу з урахуванням пульсацій тиску. *Механіка і фізика руйнування будівельних матеріалів і конструкцій*. 2009. Львів. С. 624-629.

15. Івасів В.М., Артим Л.Е., Дейнега Р.А., Басараб Р.Н. Оцінка остаточного ресурса участка трубопровода с локальними корозійними дефектами. *Надежность и безопасность магистрального трубопроводного транспорта: VII междунар. Науч.-техн. Конф., Новополоцк, 22-25 ноября 2011г.* Новополоцк: Полоц.гос.ун-т; 2011. 292 с.

16. Слободян В.И., Івасів В.М., Артим В.И., Дейнега Р.А.. Обеспечение надежности газопровода после замены поврежденных участков с помощью исследования моделей - вырезок. Надежность и безопасность магистрального трубопроводного транспорта: VII междунар. Науч.-техн. Конф., Новополоцк, 22-25 ноября 2011г. / Полоц.гос.ун-т; под общ. Ред. Д-ра техн. Наук, проф. В.К.Липского. Новополоцк, 2011. 292 с.

17. Дейнега Р.О., Артим В.І., Івасів О.В., Василюк В.М., Яновський С.Р., Басараб Р.М. Експериментальна оцінка міцності труби магістрального нафтопроводу зі зварними муфтами. *Нафтогазова енергетика – 2011*. Міжнародна науково-технічна конференція. 10-14 жовтня 2011р. Івано-Франківськ. С.83.

18. Василюк В.М., Яновський С.Р., Артим В.І., Дейнега Р.О., Івасів О.В., Басараб Р.М. Дослідження впливу корозійних дефектів на довговічність магістральних нафтопроводів. Міжнародну науково-технічну конференцію. *Проблеми і перспективи транспортування нафти і газу (ППТНГ-12)*. 15-18 травня 2012р. Івано-Франківськ. 340 с.

19. Дейнега Р.О. Ремонт пошкоджених ділянок трубопроводу бандажними муфтами. Міжнародна науково-технічна конференція. *Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу ПМ-2016*. 16-20 травня 2016р. Івано-Франківськ. С. 219-223.

20. Івасів В.М., Дейнега Р.О., Михайлюк В.В. Оцінка залишкового ресурсу труби магістрального нафтопроводу з корозійними дефектами. Матеріали V Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів. *Актуальні задачі сучасних технологій*. 17-18 листопада 2016. Тернопіль. С. 40-41.

21. Івасів В.М., Дейнега Р.О. Експериментальна оцінка відремонтованої ділянки магістрального нафтопроводу. *Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу PGE – 2018*. 24-27 квітня 2018р. Івано-Франківськ. С.263-269.

## З М І С Т

ВСТУП .....	5
1 СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕНЬ .....	10
1.1 Аналіз умов експлуатації магістральних трубопроводів .....	10
1.2 Деформований стан підводних трубопроводів на розмитих ділянках .....	19
1.3 Умови роботи трубопроводу із врахуванням пульсацій тиску .....	25
1.4 Оцінка довговічності магістральних трубопроводів .....	26
1.5 Огляд способів ремонту пошкоджених ділянок трубопроводів .....	28
Висновки до розділу та постановка задач досліджень .....	33
2 ФОРМУВАННЯ МЕТОДИК ТА МЕТОДІВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ .....	36
2.1 Методика оцінки тріщиностійкості матеріалу трубопроводу .....	36
2.2 Методика прогнозування довговічності та залишкового ресурсу за кінетичними діаграми втоми .....	40
2.3 Методи та засоби натурних випробувань пошкодженої ділянки трубопроводів на статичну та циклічну міцність .....	46
2.4 Методика дослідження напружено-деформованого стану методом кінцевих елементів .....	48
Висновки до розділу 2 .....	54
3 ОЦІНКА ТА СПОСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ДІЛЯНОК ТРУБОПРОВОДІВ ІЗ ВРАХУВАННЯМ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ .....	56
3.1 Розрахунок швидкості хвиль .....	57
3.2 Розрахунок складових прискорення хвиль .....	60
3.3 Розроблення параметричної моделі дії морських хвиль на розмиту ділянку підводного трубопроводу .....	62
3.4 Моделювання коливань розмитої ділянки підводного трубопроводу під впливом хвильового навантаження .....	62
3.4.1 Коливання ділянки підводного трубопроводу під дією морської течії ..	62

3.4.2 Коливання розмитої ділянки підводного трубопроводу під дією морських хвиль .....	65
3.5 Оцінка параметрів циклічного навантажування підводного трубопроводу за розробленою методикою .....	69
3.6 Розроблення пристроїв для герметизації та зміцнення дефектних ділянок трубопроводів .....	76
3.6.1 Пристрій для герметизації та зміцнення трубопроводу .....	76
3.6.2 Пристрій для герметизації наскрізних дефектів трубопроводу .....	79
Висновки до розділу 3 .....	84
<b>4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ТРУБОПРОВОДІВ .....</b>	<b>86</b>
4.1 Оцінки тріщиностійкості матеріалу трубопроводу .....	86
4.2 Прогнозування довговічності та залишкового ресурсу за кінетичними діаграмами втоми .....	88
4.2.1 Експериментальні випробування натурального взірця трубопроводу .....	88
4.2.3 Розрахунково-експериментальне прогнозування довговічності трубопроводу з урахуванням пульсацій тиску транспортованого продукту .....	100
4.3 Дослідження напружено-деформованого стану елементів трубопроводу методом кінцевих елементів .....	105
4.3.1 Верифікація методу, що базується на методі кінцевих елементів .....	105
4.3.2 Дослідження впливу бандажу на дефектну ділянку трубопроводу .....	108
Висновки до розділу 4 .....	114
<b>ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ .....</b>	<b>116</b>
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....</b>	<b>118</b>
ДОДАТОК А – Список публікацій здобувача .....	129
ДОДАТОК Б – Методика оцінки фактичної навантаженості і прогнозування залишкового ресурсу підводного трубопроводу .....	133
ДОДАТОК В – Патент на винахід «Пристрій для герметизації та зміцнення трубопроводу» .....	170

ДОДАТОК Г – Патент на корисну модель «Пристрій для герметизації наскрізних дефектів трубопроводу» .....	171
ДОДАТОК Д – Акт про закінчення робіт із виготовлення, налагодження і випробування дослідного зразка бандажу .....	172

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Трубопроводи – найекономічніший спосіб транспортування нафти, нафтопродуктів і газу з місць видобутку та первинної підготовки на великі відстані найкоротшим шляхом з найменшими втратами до районів їх використання і переробки.

Значні терміни експлуатації та експлуатаційні чинники (вібраційне, статичне та динамічне навантаження, пошкодження ізоляційного покриття, просідання ґрунту, виникнення розмитих ділянок) викликають втомні та корозійно-втомні пошкодження елементів трубопроводів, що, у свою чергу, призводить до їх руйнування, завдає значних економічних втрат та є небезпечним явищем з точки зору безпеки і екології.

Аналізуючи аварії, які відбулися на трубопроводах, можна зазначити, що їх основними причинами у більшості випадків є втомні та корозійно-втомні пошкодження. Щодо аварій морських трубопроводів, то більшість з них (75%) викликані дією хвиль та течій на їх розмитих ділянках. Вплив цих факторів є не тільки найнебезпечнішим, але і найменш прогнозованим. Під час експлуатації трубопроводів також спостерігаються пульсації тиску перекачуваного середовища. Їх дія призводить до збільшення впливу втомних та корозійно-втомних пошкоджень, і, як наслідок, до руйнування трубопроводу.

Оскільки трубопроводи експлуатуються переважно у постійному режимі, то для проведення поточних і капітальних ремонтів необхідно їх зупиняти, що не завжди можливо. Тому актуальним залишається питання прогнозування втомної та корозійно-втомної довговічності трубопроводів з врахуванням експлуатаційних факторів та розроблення заходів для подовження терміну їх експлуатації.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційна робота виконувалась: в рамках наукового напрямку Національної програми “Нафта і газ України до 2010 року” (постанова

Кабінету Міністрів від 08.10.04 р. № 1331); відповідно до “Енергетичної стратегії України на період до 2030 року” (Розпорядження Кабінету Міністрів України від 24.07.13 р. № 1047 р) та базується на результатах науково-дослідних тематик:

– 11-102-6 “Розробка методу прогнозування залишкового ресурсу та критичних деформацій трубопроводів за допомогою індикаторів навантаження після ремонту його ділянок” (Державний реєстраційний № 0103U001613);

– 27/2003 “Розроблення СОУ “Оцінка фактичної навантаженості і прогнозування залишкового ресурсу підводного трубопроводу” ДАТ “Чорноморнафтогаз” (Державний реєстраційний № 0103U007204);

– Д-1-07-Ф “Дослідження нових енергоресурсозберігаючих, екологічно-безпечних технологій видобування та транспортування вуглеводнів” (Державний реєстраційний № 0107U001558);

– 28/2008 “Розроблення науково-методологічних основ оцінки міцності ділянки нафтопроводу за результатами випробування вирізаних котушок з експлуатаційними дефектами” (Державний реєстраційний № 0108 U 010003);

– Д-13-17-П “Розробка нових методів оцінювання технологічно стану металоконструкцій довготривалої експлуатації з використанням засобів фізичної мезомеханіки” (Державний реєстраційний № 0117U004217).

**Мета і завдання дослідження.** Мета дисертаційної роботи полягає у прогнозуванні втомної та корозійно-втомної довговічності ділянок трубопроводів шляхом врахування експлуатаційних факторів та розроблення заходів для підвищення терміну їх експлуатації.

Для досягнення мети необхідно вирішити наступні завдання:

– провести аналіз умов роботи, сучасних досліджень напружено-деформованого стану та довговічності трубопроводів з врахуванням експлуатаційних факторів;

- сформувати комплекс методів та методик для дослідження тріщиностійкості, прогнозування довговічності, імітаційного моделювання та експериментального дослідження натурних взірців елементів трубопроводів;
- дослідити вплив дії циклічного хвильового навантажування на розміту ділянку підводного трубопроводу;
- оцінити довговічність ділянок трубопроводів із врахуванням експлуатаційних факторів;
- розробити пристрої для підвищення довговічності дефектних ділянок трубопроводів та промислово їх випробувати.

**Об’єкт досліджень** – процес накопичення втомних та корозійно-втомних пошкоджень у трубопроводах.

**Предмет дослідження** – напружено-деформований стан, втомна та корозійно-втомна довговічність трубопроводу.

**Методи досліджень:** комплексне застосування фізичного, математичного та комп’ютерного моделювання об’єктів дослідження для підтвердження адекватності отриманих результатів. Основні положення дисертаційної роботи, що складають наукову новизну, науково обґрунтовано із залученням математичних методів. Для підтвердження адекватності отриманих результатів застосовано експериментальні методи досліджень з допомогою лабораторних установок та натурні випробування.

**Наукова новизна одержаних результатів:**

- вперше розроблено і науково обґрунтовано математичну модель впливу морських хвиль на довговічність розмітої ділянки підводного трубопроводу з врахуванням дії сумарного хвильового навантаження у горизонтальній та вертикальній площинах;
- отримали подальший розвиток методи оцінки довговічності трубопроводу з урахуванням пульсацій перекачуваного продукту;
- отримав подальший розвиток метод оцінювання довговічності дефектної ділянки трубопроводу, зміцненої бандажем, за допомогою методу кінцевих елементів, що реалізуються в САЕ-системах.



### **Практичне значення одержаних результатів:**

- розроблено методику оцінювання фактичної навантаженості і прогнозування залишкового ресурсу підводного трубопроводу (впроваджена в ДАТ “Чорноморнафтогаз”);
- розроблено пристрій для герметизації та зміцнення трубопроводу (Патент України на винахід № 100455);
- розроблено конструкцію пристрою для герметизації наскрізних дефектів трубопроводу (Патент України на корисну модель № 89225), яку використано на трубопроводі “Пасічна-Тисмениця” Богородчанського лінійного виробничного управління магістральних газопроводів.

### **Особистий внесок здобувача**

Основні положення та результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. В опублікованих у співавторстві роботах автором особисто:

- оцінено вплив коливань розмитої ділянки підводного трубопроводу під дією циклічного хвильового навантаження на його довговічність [3, 8, 9, 11, 13];
- визначено опір втоми трубопроводів із локальними корозійними дефектами на основі досліджень кінетики поширення тріщин і оцінки параметрів кривих втоми із врахуванням експлуатаційних навантажень та розроблено заходи для підвищення терміну їх експлуатації [2, 10, 12, 14-16, 20];
- встановлено довговічність трубопроводу з урахуванням висоти і циклічності хвиль та пульсацій перекачуваного продукту [2, 3, 8, 9, 11, 13, 14];
- визначено напружено-деформований стан дефектної ділянки трубопроводу, зміцненої бандажем [1, 4-7, 17-19, 21].

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення дисертаційної роботи доповідались та обговорювались на міжнародних науково-технічних конференціях і колоквіумах: “Інтегровані комп’ютерні технології в машинобудуванні – ІКТМ-2005” (м. Харків, 2005 р.); “Научные исследования

и их практическое применение. Современное состояние и пути развития" (м. Одесса, 2005 р.); "Механічна втома металів" (м. Тернопіль, 2006 р.); "Проблеми нафтогазової промисловості" (м. Київ, 2006 р.); "Ресурсозберігаючі технології в нафтогазовій енергетиці "ІФНТУНГ-40" (м. Івано-Франківськ, 2007 р.); "Техніка і прогресивні технології в нафтогазовій інженерії" (м. Івано-Франківськ, 2008 р.); "Механіка і фізика руйнування будівельних матеріалів і конструкцій" (м. Львів, 2009 р.); "Надежность и безопасность магистрального трубопроводного транспорта", VII междунар. науч.-техн. конф. (г. Новополоцк, 2011 г); "Нафтогазова енергетика" (м. Івано-Франківськ, 2011 р.); "Проблеми і перспективи транспортування нафти і газу (ПШТНГ-12)" (м. Івано-Франківськ, 2012 р.); "Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу ПМ-2016" (м. Івано-Франківськ, 2016 р.); "Актуальні задачі сучасних технологій" (м. Тернопіль, 2016 р.); "Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу PGE – 2018" (м. Івано-Франківськ, 2018).

У повному обсязі результати досліджень доповідалися на наукових семінарах кафедри газонафтопроводів та газонафтосховищ Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

**Публікації.** За результатами викладених в дисертаційній роботі досліджень опублікована 21 наукова праця, з яких 4 статті у фахових виданнях, 1 стаття в закордонному виданні, яке входить до наукометричних баз даних, 1 патент України на винахід, 1 патент України на корисну модель та 14 тез у збірниках праць міжнародних та всеукраїнських конференцій.

**Структура дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Робота містить 11 таблиць та 57 рисунків. Список використаної літератури вміщує 112 найменувань. Роботу викладено на 170 сторінках машинописного тексту, обсяг основного тексту складає 116 сторінок.

# 1 СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕНЬ

## 1.1 Аналіз умов експлуатації магістральних трубопроводів

Україна володіє розвиненою мережею трубопроводів для транспортування природного газу й нафти і продуктопроводів. Магістральні трубопроводи – наймасштабніші підземні споруди, робота яких залежить від особливостей взаємодії з навколишнім середовищем. Розташування трубопроводів у важкодоступних місцях ускладнює їх діагностування, що збільшує імовірність виникнення відмов [3]. Навіть незначні відхилення дійсних умов експлуатації від прийнятих за початкові можуть призвести всю систему трубопроводів до граничного стану [4].

Траси магістральних нафто- та газопроводів проходять через природні (озера, болота, ріки тощо) та штучні (залізничні колії, автошляхи тощо) перешкоди.

Трубопроводи в економічному плані – надійний та екологічно безпечний спосіб транспортування вуглеводнів. Їх переваги досягаються завдяки хорошим проектам, якісному обладнанню, матеріалам та дотриманням проектних параметрів під час будівництва та експлуатації. Однак ці складові не завжди витримуються в результаті чого відбуваються аварії й відмови на трубопроводах. Також аварійні ситуації пов'язують з їх терміном експлуатації.

Структура газопроводів України за термінами експлуатації зображена на рисунку 1.1 [5].

Отже, термін експлуатації нафтопроводів складає від 20 до 44 років. Більшість із них (90%) відпрацювали свій амортизаційний період [6, 7, 8].

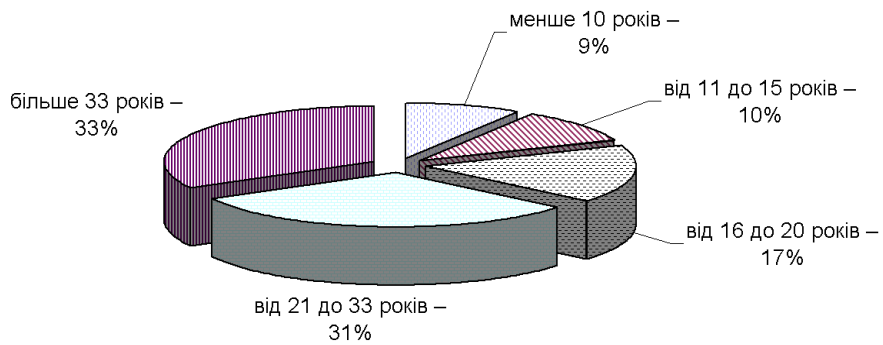


Рисунок 1.1 – Розподіл газопроводів за терміном експлуатації

Трубопроводи використовуються як на суходолі так і на морі. Дослідженню впливу експлуатаційних навантажень на морські трубопроводи приділялась значна увага [1, 2, 9-16], у результатів чого встановлено, що навантаження, які діють на підводний трубопровід в процесі експлуатації, прийнято поділяти на такі групи [9]:

1) гравітаційні – залежать від маси продукту, що транспортується, а також маси труби, антикорозійного покриття з ізоляцією, залізобетонного покриття та органічного наросту;

2) гідродинамічні – включають гідродинамічну підймальну силу та гідродинамічну силу тяжіння, величина яких залежить від швидкості та напрямку течії;

3) інерційні – включають вертикальну та горизонтальну сили гідродинамічної інерції: Архімедову силу; реакції ґрунту; силу тертя трубопроводу до морського дна.

Навантаження, що діють на підводний трубопровід, змінюються за величиною, напрямом, частотою та інтенсивністю у широкому діапазоні. Одночасна їх дія можлива в найрізноманітніших комбінаціях. Деякі навантаження можуть бути визначені з достатньою точністю, але переважна більшість з них обчислюється надто наближено. Зокрема, це стосується навантажень, що залежать від зовнішніх впливів на трубопровід, і є непостійними навіть на дуже коротких ділянках траси. Перелічені навантаження та зовнішні впливи не вичерпують всієї сукупності взаємодії

морського середовища з трубопроводом. У процесі експлуатації проявляється така велика кількість статичних та динамічних силових чинників, зумовлених специфікою морського середовища та умовами роботи трубопроводу, що прогнозування їх величини та діапазону зміни сучасними методами виявляється недостатньо достовірним. Так, важко передбачити фактичне спрацювання труб та зміну перерізу трубопроводу по всій протяжності під час експлуатації. Крім того існує імовірність виникнення випадкових навантажень.

Конфігурація лінійної частини морського трубопроводу у процесі експлуатації такі ж різноманітні, як морське дно вздовж траси трубопроводу.

Аналіз причин аварій підводних трубопроводів показує, що приблизно 75 % всіх пошкоджень відбувається в результаті впливу на трубопровід хвиль та течій [2].

Такі умови експлуатації підводних трубопроводів призводять до послідовного накопичення дефектів у матеріалах труб та наступного їх руйнування. Оскільки водне середовище мінливе, будь-яке забруднення поширюється дуже швидко. При цьому проблема екологічної безпеки є ключовою в освоєнні нафтогазоносних ресурсів на шельфах Чорного моря.

Аварії та аварійні ситуації на трубопроводах викликані тим, що в процесі експлуатації стан труб та обладнання на трубопроводах з часом погіршується. На них діють корозія, ерозійний знос, в стінках труб від змінних напружень утворюються втомні тріщини. Через розвиток дефектів доводиться знижувати тиск транспортованого продукту в магістральних трубопроводах, що призводить до зниження об'єму перекачуваних вуглеводнів. Дефекти можуть бути причиною аварії на магістральних трубопроводах. Ці аварії пов'язані з великими збитками і часто з важкими наслідками, тому прогнозування технічного стану трубопроводів є однією з першочергових проблем галузі.

Аварії трубопроводів і обладнання є результатом не тільки фізичного зношування труб, але і недостатнього застосування ефективних засобів неруйнівного контролю.

Аварії і зупинки магістральних трубопроводів призводять до втрати перекачаного продукту і потребують затрат на ремонтно-відновлювальні роботи. Збільшення діаметрів трубопроводів і подовження трас вимагають більшого часу на ліквідацію аварії.

Руйнування нафтопроводів і газопроводів часто супроводжуються пожежами і вибухами, забрудненням водойм, ґрунту і повітряного басейну, що згубно впливає на флору і фауну. Все це вказує на актуальність дослідження надійності магістральних трубопроводів [17].

Відмови трубопроводів виникають під дією двох груп факторів пов'язаних зі:

1) зниженням несівної здатності трубопроводу під дією дефектів локального характеру, які є концентраторами напружень, заводського браку – металургійних дефектів у тілі труби у вигляді розшарування, тріщин, дефектів зварювання, пошкодження стінки труби та порушення цілісності ізоляції при будівельно-монтажних роботах, корозії металу труби;

2) збільшенням зовнішніх навантажень та тиску внаслідок нестационарних режимів перекачування трубопроводом, поздовжніх зусиль від температурних коливань зовнішнього середовища, випадкових навантажень, які викликають місцевий згин трубопроводу в ґрунті або на дні моря.

Вплив різних факторів на надійність лінійної частини магістрального трубопроводу нерівноцінний (рис. 1.2).

Найчастіше до руйнування трубопроводу призводить одночасна дія факторів обох груп. З досвіду експлуатації встановлено найбільш повторювані комбінації цих факторів:

- корозійне пошкодження металу стінки труби з подальшим виникненням та розвитком тріщин;

- зародження та розвиток тріщин під дією квазістатичного навантаження в місцях дефектів металу.

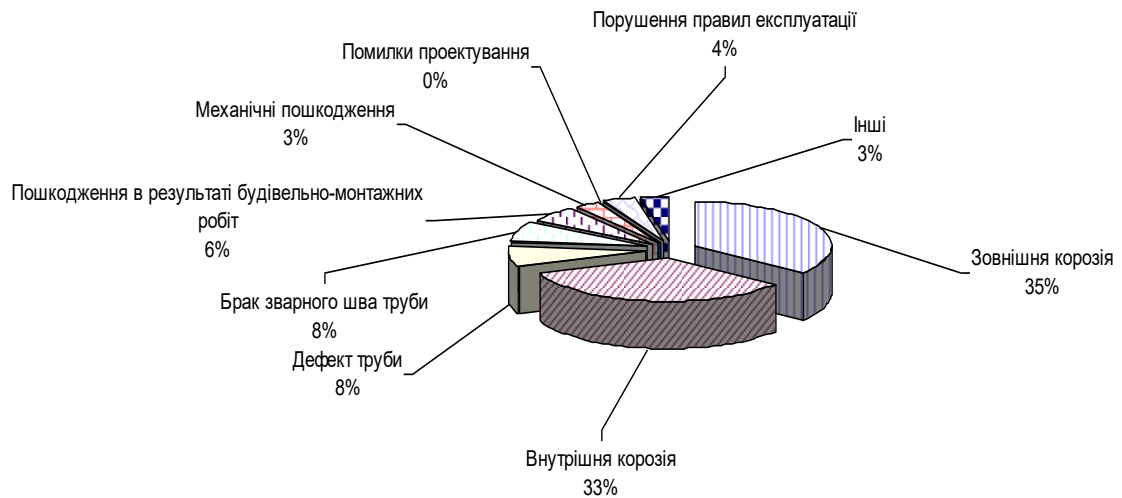


Рисунок 1.2 – Причини аварій та руйнувань лінійної частини магістральних трубопроводів за 15 років експлуатації [18, 19]

Причиною відмови можуть бути початкові дефекти, яких неможливо уникнути при високих вимогах до процесу виготовлення та монтажу. Аналогічно існують дефекти, що виникають в металі під дією навантажень під час експлуатації.

Розвиток корозії має специфічний характер: стінки трубопроводу зазнають корозивної дії як з внутрішньої, так із зовнішньої сторони. Корозія внутрішніх стінок труби спостерігається переважно в нафтопроводах і продуктопроводах, зовнішніх – в трубопроводах, прокладених під землею і під водою [20].

Внутрішня поверхня трубопроводу піддається впливу корозійно-активних агентів нафти з залишками пластової води, газоконденсату та газу.

Останніми роками показана можливість каталітичної дії заліза на розклад хлорорганічних компонентів нафти з виділенням агресивного хлористого водню, який викликає корозію обладнання в процесі переробки нафти [21].

Механічна обробка поверхні труб (наприклад, зачищення скребками)

приводить до неоднорідності фізико-механічного стану поверхневого шару і викликає сильну електрохімічну гетерогенність поверхні, що сприяє розвитку значної локальної корозії.

Для того, щоби найбільш повно визначити шляхи забезпечення надійності магістральних трубопроводів, проводять аналіз і систематизацію фізичної природи надійності елементів і, в першу чергу, лінійної частини. Для визначення фізичної природи втрати роботоздатності проводять групування статистичних даних за факторними ознаками.

Слід зазначити, що систематизації даних по аваріях у публікаціях немає, тому нема можливості об'єктивно оцінити надійність роботи нафто- і газопроводів різних країн з найбільш розвинутим трубопровідним транспортом.

Статистичні матеріали по аваріях мають дуже умовну розбивку по причинах їх виникнення. Так, навіть при аваріях на трубопроводах, які відпрацювали 20-30 років, вказуються причини “монтажно-будівельні”. Звичайно для вироблення ефективних заходів із забезпечення надійності необхідна класифікація відмов за їх походженням, але такої статистики немає. Тому дані, запозичені з офіційної статистики, певною мірою умовні. В Україні, так само як і у США та інших країнах, найбільша кількість відмов пов'язана з ґрунтовою корозією трубопроводів. В останній час відсоток відмов, пов'язаних з корозією, трохи знизився, що можна пояснити загальним підвищенням рівня електрохімічного захисту і введення у експлуатацію засобів захисту (як правило, одночасно з пуском нафтогазопроводів), а також проведенням ремонтних робіт з ізоляції та посиленням засобів захисту.

Друге місце за кількістю відмов займає руйнування стиків трубопроводів.

На третьому місці є відмови, пов'язані з дефектами труб. Особливо часті руйнування з цієї причини в період передпускових випробовувань (50-70%) [22, 23, 24, 25, 26].



Магістральні трубопроводи перебувають у складній взаємодії з транспортованим продуктом і з навколишнім середовищем. Лінійна частина магістральних трубопроводів постійно піддається навантаженням, що мають різну природу як за типом впливу, так і за походженням.

До сталих навантажень та впливів належать: маса (власна вага) трубопроводу та пристроїв; впливу попереднього напруження (пружний згин тощо); тиск (вага) ґрунту/води.

До змінних тривалих навантажень належить: маса та внутрішній тиск перекачуваного продукту; температурні впливи; впливи нерівномірних деформацій ґрунту для деяких типів магістральних трубопроводів.

До короточасних належать навантаження, що виникають під час проходження очисних або діагностичних пристроїв, при випробуваннях трубопроводу, під час ремонту, що супроводжується підйомом або іншим переміщенням трубопроводу тощо. Аналізу впливу навантажень та їх оцінки присвячений ряд робіт [27-36].

У процесі спорудження та експлуатації магістральних трубопроводів істотно впливають на їх надійність динамічні процеси, що проявляються у вигляді навантажень, які виникають:

- під час транспортування до місця монтажу;
- під час навантаження та розвантаження;
- під час укладання;
- під час проходженні очисних пристроїв;
- під час взаємодії транспортованого продукту із трубопроводом [29].

На лінійну частину магістрального трубопроводу також діють додаткові зовнішні навантаження, такі як гідравлічні удари, додаткові поздовжні зусилля, випадкові навантаження, які викликають місцевий згин трубопроводу під час експлуатації.

Великий вплив на надійність трубопроводу чинять концентратори напруження:

– дефекти технологічного характеру: вм'ятина, включення, окалина, тріщина, міхур, розшарування, подряпина, риси, подріз;

– дефекти механічного характеру: подряпини на зовнішній поверхні труби (риски), задири, забоїни, вм'ятини, ерозійне пошкодження внутрішньої поверхні трубопроводу;

– дефекти корозійного характеру: природа та причини виникнення корозійних пошкоджень, швидкість їх розвитку й аналіз факторів, що сприяють збільшенню подібного роду дефектів, описані у [37-43].

– дефекти ерозійного характеру;

– дефекти зварних швів.

Конструктивні елементи магістральних трубопроводів під час експлуатації, у тому числі й на лінійній частині, піддані такому явищу як старіння. Під старінням розуміється процес зміни фізичних і механічних властивостей металу в часі. Відомі три види старіння: природне, термічне та деформаційне. При старінні закономірно виникаючі під час експлуатації зміни приводять до накопичення зменшення стійкості функціонування трубопроводу. У результаті описаних змін навіть незначні відхилення навантаження від номінальних можуть викликати незворотні структурні зміни та подальше руйнування трубопроводу. Опису процесу старіння об'єктів магістральних трубопроводів як найбільш загального фізичного механізму, що визначає, в остаточному підсумку, довговічність трубопроводу, присвячена робота [32].

Лінійна частина магістрального трубопроводу є об'єктом з розподіленими параметрами, що обумовлено її значною довжиною. У результаті технічний стан лінійної частини виявляється чутливим до змін зовнішніх умов (флуктуації температури, тиску перекачування продукту, концентрації хімічних реагентів корозії, електричних струмів тощо) і внутрішніх причин (флуктуації хімічного складу матеріалу труб, міцнісних властивостей, зістареності металу труб, виготовлення, будівництва тощо) [32].

Аналіз причин виникнення корозійних дефектів [44] показує, що розвитку зовнішньої корозії сприяють як технологічні (недоліки будівельно-монтажних робіт), так і природно-кліматичні фактори. Крім того, найважливішим фактором, що впливає на швидкість розвитку корозії, є стан електрохімічного захисту: недосконалість системи захисту від корозії знижує опірність труб і сприяє розвитку корозійних процесів.

На розвиток внутрішньої корозії великий вплив має якість підготовки перекачуваного продукту. Так, наприклад, наявність сірководню у нафті, що перекачується, створює передумови для розвитку корозійних пошкоджень на внутрішній поверхні трубопроводу. Зниження швидкості перекачування приводить до того, що в найнижчих ділянках траси трубопроводу збирається вода та різні відкладення, що також призводять до розвитку внутрішньої корозії.

Для забезпечення безаварійної роботи системи магістральних трубопроводів, як правило, виконують заміну їх ділянок термін служби яких наближається до нормативного або вже вичерпаний. Але на відновлення тисяч кілометрів сталевих магістралей не вистачить засобів і технічних можливостей навіть у великій компанії [45].

Традиційні методи, що застосовувалися впродовж багатьох років для підвищення надійності та попередження аварійності вітчизняних магістральних трубопроводів наступні:

- капітальний ремонт магістральних трубопроводів;
- капітальний ремонт підводних переходів магістральних трубопроводів;
- заміна несправних трубопровідних арматур, трубопровідних деталей польового виготовлення;
- реконструкція камер пуску / прийому засобів діагностики та очисних споруд [33] – для трубопроводів, тривалої експлуатації, вичерпують свої можливості.

Будівництво та капітальний ремонт засобів електрохімічного захисту та очищення внутрішньої порожнини магістральних трубопроводів можуть лише частково вирішити питання подовження терміну служби трубопровідного транспорту.

Існує кілька шляхів визначення поточного стану ділянок трубопроводів, в основі яких лежать:

1) внутрішньотрубна діагностика. Однак близько 60 % газопроводів не пристосовано до проведення внутрішньотрубної діагностики (нерівнопрохідна запірні арматури тощо) [1];

2) зовнішні апаратні засоби діагностики, що переміщуються вздовж трубопроводу. Проте використання подібних засобів досить обмежене через складні умови пролягання трубопроводів і їх заглиблення в ґрунт;

3) гідравлічні перевипробування. Цей метод приховує у собі небезпеку виникнення аварій, що в умовах дефіциту фінансів може призвести до тривалої зупинки процесу транспортування газу, нафти і нафтопродуктів;

4) методики експертної оцінки відносного ризику експлуатації лінійної частини магістральних трубопроводів [46]. Проте дані методики вимагають вичерпної інформації про стан трубопроводу.

З огляду на це зріс інтерес до методів прогнозування, які засновані на моделюванні процесу накопичення пошкодження у трубі під час її експлуатації [4].

## **1.2 Деформований стан підводних трубопроводів на розмитих ділянках**

На сьогодні актуальним є питання дослідження коливання розмитих ділянок морських трубопроводів з метою прогнозування та забезпечення їх довговічності. Актуальність цієї проблеми значною мірою пов'язана зі швидким зростанням видобутку вуглеводнів на морському шельфі та їх транспортуванням на сушу.

Під час розрахунку морських трубопроводів важливо вірно вибрати розрахункову схему, яка давала б змогу достатньо повно описувати умови їх експлуатації. Так, у роботі [10] розглядається розрахунок коливань підводних трубопроводів, що відбувається в перпендикулярному напрямку відносно вектора швидкості потоку. Диференціальне рівняння згинаючих коливань підводного трубопроводу розглядають у вигляді:

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + S \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + \beta \frac{\partial y}{\partial t} + ky = q(x) \sin(\omega t) \quad (1.1)$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу труби;

$I$  – осьовий момент інерції перерізу труби;

$m$  – маса одиниці довжини труби з врахуванням приєднаної маси води  $m'$ ;

$\beta$  – коефіцієнт опору коливанням,  $\beta = \beta' D$  ( $D$  – діаметр труби;  $\beta' = 0,3 \frac{\text{гсек}}{\text{см} \cdot \text{м}}$ );

$k = k_0 \cdot D$  – коефіцієнт, що характеризує пружність основи;

$k_0$  – коефіцієнт податливості ґрунту;

$q(x) = q_0$  інтенсивність зовнішньої сили по довжині трубопроводу, що в більшості випадків відповідає умовам практики і спрощує розрахунок;

$\omega$  – колова частота зовнішньої сили;

$S$  – статичне поздовжнє зусилля [11].

У роботі [12] розглядають прямолінійний підводний трубопровід, з відкритими ділянками не засипаними ґрунтом (рис. 1.3)

З навантажень враховують стискаюче зусилля  $P$  та розподілене поперечне навантаження  $q$ , що діє на відкриту ділянку трубопроводу довжиною  $2l$ . У навантаження  $q$  входить погонна вага трубопроводу, підймальна та виштовхуюча сили. Зазначені навантаження діють у вертикальній площині та частково взаємно компенсуються.

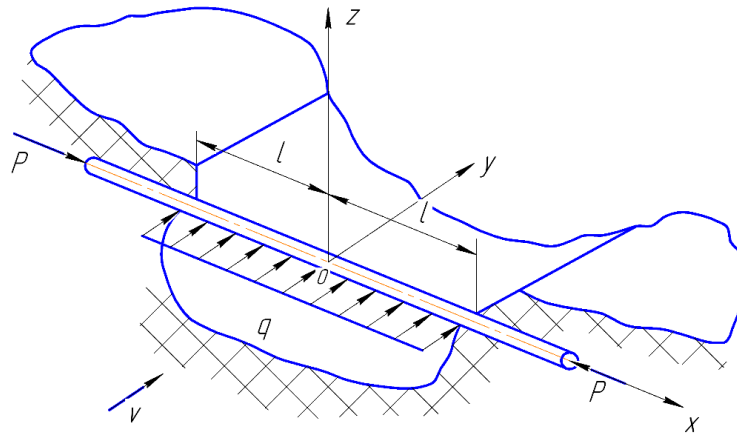


Рисунок 1.3 – Розрахункова схема відкритої ділянки підводного трубопроводу [12]

Навантаження  $q$  включає в себе сили від швидкості течії, що діє у горизонтальному напрямі:

$$q = \frac{1}{2} c_x \rho v^2 D \quad (1.2)$$

де  $c_x$  – коефіцієнт лобового опору;

$\rho$  – густина води;

$v$  – швидкість течії;

$D$  – діаметр трубопроводів.

Навантаження  $q$  залежить від поздовжньої координати  $x$ , що пов'язана з залежністю швидкості.

Підводний трубопровід з відкритими ділянками розглядають як стержень зі згинаючою жорсткістю  $EI$ . Рівняння його поздовжньо–поперечного прогину записується у вигляді:

$$EI \frac{d^4 \omega_1}{dx^4} + p \frac{d^2 \omega_1}{dx^2} = q, \quad 0 < x < 2l; \quad (1.3)$$

$$EI \frac{d^4 \omega_2}{dx^4} + p \frac{d^2 \omega_2}{dx^2} + c \omega_2 = 0, \quad 0 < x, x > 2l \quad (1.4)$$

Початок координат розташовано на середині відкритої ділянки, і таким чином враховано симетрію задачі відносно перерізу  $x=l$ . Функції  $\omega_1(x)$  та  $\omega_2(x)$  повинні задовольняти умовам:

$$\frac{d\omega_1}{dx} = \frac{d^3\omega_1}{dx^3} = 0, x=l; \quad (1.5)$$

$$\omega_1 = \omega_2, \frac{d\omega_1}{dx} = \frac{d\omega_2}{dx}, \frac{d^2\omega_1}{dx^2} = \frac{d^2\omega_2}{dx^2}, \frac{d^3\omega_1}{dx^3} = \frac{d^3\omega_2}{dx^3}, x=0. \quad (1.6)$$

Окрім того, прогин трубопроводу, що лежить у ґрунті  $\omega_2(x)$ , повинен задовольняти умовам обмеженості при  $x \rightarrow \pm\infty$ .

У роботі [13] запропоновано схему розрахунку відкритої ділянки підводного трубопроводу, наведену на рисунку 1.4.

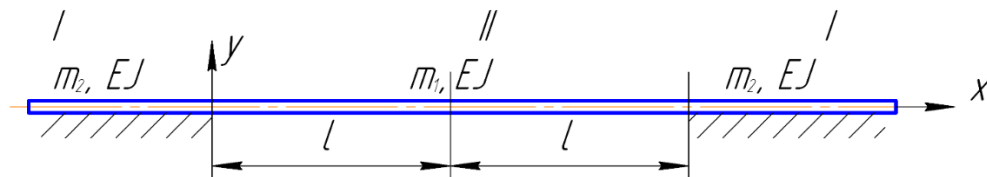


Рисунок 1.4 – Розрахункова схема трубопроводу [11]

Тут рівняння прогину трубопроводу має вигляд:

$$EI \frac{d^4\omega_1}{dx^4} + m_1 \frac{d^2\omega_1}{dt^2} = 0 \quad (1.7)$$

$$EI \frac{d^4\omega_2}{dx^4} + m_2 \frac{d^2\omega_2}{dt^2} + c\omega_2 = 0 \quad (1.8)$$

де  $EI$  – згинаюча жорсткість трубопроводу;

$m_1$  – погонна вага відкритої ділянки трубопроводу з врахуванням приєднаної маси води;

$2l$  – довжина відкритої ділянки;

$\omega_1(x,t)$  – прогин трубопроводу на відкритій ділянці;

$\omega_2(x,t)$  – прогин трубопроводу, що лежить у ґрунті.

Розв'язок цих рівнянь матиме такий загальний вигляд:

$$\omega_x(x,t) = \omega_2(x)e^{i\omega t}, \quad \alpha = 1,2 \quad (1.9)$$

У роботі [14] описано коливання трубопроводу змодельоване за методом «провисаюча нитка». Для опису цих коливань використовується рівняння:

$$-EI \frac{d^4 y}{dx^4} + H \frac{d^2 y}{dx^2} + q = 0 \quad (1.10)$$

де  $H$  – натяг трубопроводу;

$EI$  – жорсткість трубопроводу;

$q$  – вага одного погонного метру трубопроводу.

При аналізі поперечних коливань провисаючого трубопроводу, як це робиться в теорії коливань провисаючих арок, нехтують впливом горизонтальних сил інерції на поперечні коливання та розглядають такі відхилення трубопроводу від початкового положення, при яких він залишається висячим (пологим).

Отримане рівняння поперечних коливань провислого трубопроводу з урахуванням нелінійного члена має вигляд:

$$-EI \frac{\partial^4 v}{\partial x^4} + \Delta H \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + H \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \Delta H \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = \frac{q}{g} \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \quad (1.11)$$

де  $v$  – збільшення координати  $y$  при відхиленні трубопроводу від додавання статистичної рівноваги;

$\Delta H$  – збільшення натягу при коливаннях;

$g$  – прискорення вільного падіння;

$t$  – час.

У роботі [15] трубопровід розглядається як балка на пружній основі та навантажений рівномірно розподіленим навантаженням від хвиль  $P_{xmax} \cdot \cos^2(\sigma \cdot t)$ .



Застосовуючи до коливання трубопроводу принцип Даламбера разом з принципом віртуальних робіт, отримано рівняння коливання трубопроводу у вигляді:

$$\ddot{\varphi}_i + P_i^2 \varphi_i = \frac{2g}{A\gamma} Q \sin\left(\frac{i\pi x}{l}\right); \quad (1.12)$$

$$P_i^2 = \frac{a^2 \pi^4}{l^4} (i + \beta), \quad (1.13)$$

де  $A$  – площа поперечного перерізу;

$\gamma$  – об'ємна вага матеріалу труби;

$g$  – прискорення вільного падіння;

$l$  – довжина балки.

Після інтегрування цього рівняння з припущенням, що  $Q = P_{xcmax} \cdot \cos^2(\sigma \cdot t)$ , та застосувавши принцип вкладення, по вимушених коливаннях для середини балки, взявши перший член ряду, отримали [15]

$$y = \frac{4gP_{xcmax}l^4}{A\gamma\pi} \cdot \frac{1}{a^2\pi^4(1+\beta) - 4\sigma^2l^4} \cdot \cos^2(\sigma t) \quad (1.14)$$

$$\text{де } a^2 = \frac{EJg}{A\gamma}, \quad \beta = \frac{kl^4}{EI\pi^4};$$

$k$  – коефіцієнт податливості основи;

$EI$  – згинаюча жорсткість трубопроводу;

$l$  – довжина труби.

Аналогічно для вимушених коливань трубопроводу у горизонтальному напрямі отримуємо:

$$y = \frac{4gHl^4}{A\gamma\pi} \cdot \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{a^2\pi^4(i^4 + \beta) - P^2l^4} \cdot \sin^2(Pt + \gamma) \quad (1.15)$$

$$\text{де } H = \sqrt{P_{xc}^2 + P_{xu}^2}, \quad \text{tg}\gamma = \frac{P_{xc}}{P_{xu}}, \quad P = \frac{a\pi^2}{l^2} \sqrt{1 + \beta}$$

Так, автори [16] розглядають коливання вільних прольотів трубопроводу тільки у перпендикулярному до течії напрямі. Це припущення виправдане, оскільки для глибоководних ділянок амплітуди вібрацій

трубопроводів у площині потоку незначні з огляду на малу швидкість придонних течій та відсутність хвильового навантаження.

Проте у вище розглянутих працях не розкладають коливання у двох площинах при циклічності напружень для оцінки фактичної навантаженості розмитої ділянки трубопроводу.

### **1.3 Умови роботи трубопроводу із врахуванням пульсацій тиску**

Внутрішній тиск в магістральному трубопроводі є змінною величиною і одним із основних навантажень, що викликає втому металу. Він є однією із головних причин аварій і руйнування лінійної частини магістрального трубопроводу. Механізм втоми при циклічному навантаженні складається з накопичення розсіяних пошкоджень у найбільш слабких і найбільш напружених мікроскопічних елементах металу [48].

Робочий тиск викликає дотичні та нормальні напруження у стінках труб, які можуть змінюватись з підвищенням або зниженням внутрішнього тиску робочого середовища [29]. Під дією випробувального тиску в трубопроводах виникають напруження за яких руйнування труб із дефектами досягає високого ступеня ймовірності.

Гідравлічні удари є наслідком раптового відключення станцій, скидання транспортованого продукту з декількох ділянок трубопроводу на один, що призводить до стрибкоподібного підвищення тиску продукту в трубі. Потрапляння у об'єм транспортованого продукту повітряних мас по трубопроводу також може викликати різкі зміни тиску, подібні до гідравлічного удару [46].

Циклічні коливання внутрішнього тиску приводять до накопичення пошкоджень, розвитку існуючих, появи та росту втомних тріщин, що стає причиною відмови нафтогазового обладнання. Окремі ділянки трубопроводів можуть піддаватися декільком повторним навантаженням на добу, викликаних різними чинниками: відключенням насосів перекачувальної

станції через відмови електрообладнання, через відмови механічного обладнання та помилки обслуговуючого персоналу; зміною режиму перекачування тощо [30, 32, 49].

#### **1.4 Оцінка довговічності магістральних трубопроводів**

Як свідчать статистичні дані [46, 51], у більшості нафтопроводів наявні дефекти, що виникли під час виготовлення цих конструкцій або з'явилися в продовж їх тривалої експлуатації. Під впливом циклічного навантаження відбувається накопичення незворотних пошкоджень у матеріалі, що призводить до зародження, розвитку дефекту з подальшим руйнуванням труби. Таке руйнування при змінному в часі навантаженні називається втомним руйнуванням.

На сьогодні відсутні досконалі методи оцінки довговічності трубопроводів, які б враховували реальні умови їх роботи [52-56].

Визначення залишкового ресурсу магістральних нафтопроводів тривалої експлуатації можна провести на основі моніторингу реального навантаження, визначення наявності та розмірів дефектів і рівня залишкових незрелаксованих напружень.

На даний час існує багато експериментальних і теоретичних досліджень для визначення закономірностей поширення втомних тріщин під дією циклічно-змінних навантажень [57, 58]. Основною характеристикою циклічної тріщиностійкості матеріалу (лінійної механіки руйнування) є діаграма втомного руйнування. За її допомогою розраховують довговічність та встановлюють час міжінспекційного контролю елементів конструкцій з урахуванням результатів дефектоскопії і умов експлуатації.

Запропоновані й інші співвідношення, які показують залежність між швидкістю поширення втомної тріщини з силовими або деформаційними факторами, довжиною тріщини та механічними властивостями матеріалів.

Найбільш поширений перший підхід, який базується на різних представленнях функції  $f(\Delta K)$ .

У другому підході потрібно визначити зв'язок між швидкістю розвитку тріщини з деформаціями й енергетичними параметрами. Такими параметрами є: розмах номінальних пружно-пластичних деформацій; розмах коефіцієнту інтенсивності деформацій або місцева деформація [59]; величина пластичної зони [54]; величина  $J$ -інтегралу; величина розкриття вершини тріщини [60, 62].

Третій підхід базується на застосуванні закону Кофіна-Менсона та гіпотези лінійного підсумовування відносної довговічності, що дає можливість отримати вирази для визначення швидкості розвитку втомної тріщини у вигляді визначеного інтеграла, нижня границя якого рівна нулю, а верхня – величині пластичних деформацій. Даний підхід у різних інтерпретаціях описаний в роботі [55].

Зазначені підходи мають і ряд недоліків. Похибка розрахунків викликана недостатнім урахуванням впливу факторів технологічного та експлуатаційного походження на зміни характеристик опору матеріалу поширення тріщин.

У роботах [62-64] описані результати експериментальних досліджень розвитку втомних тріщин в полях залишкових напружень розтягу та стиску. Автори робіт [65-69] розглянули підходи врахування впливу залишкових напружень аналітичними методами.

У роботах [51, 69-72] обґрунтовано розширену інженерну методикау дослідження деформації й руйнування матеріалу морських трубопроводів при статичному та низькочастотному циклічному навантаженнях з урахуванням впливу структури, масштабного фактора, концентрації напружень, частоти навантаження, асиметрії циклу, агресивності середовища, а також різної комбінації цих чинників. Введено комплексне поняття про низькочастотну втому і корозійну втому морських трубопроводів, ґрунтуючись на умовах їх

експлуатації та деформаційно-кінетичному трактуванні процесу, побудовано застосовні для інженерних розрахунків повні криві низькочастотної втоми для сталі трубопроводу з різною структурою та зварного з'єднання. Експериментально підтверджено можливість пришвидшеної оцінки границі витривалості основного металу та зварного з'єднання труб за діаграмами статичного та циклічного кругового згину, а також за результатами випробувань моделей-“вирізків” з подібними геометричними параметрами надрізу.

Проаналізувавши існуючі на сьогодні методи визначення залишкових напружень робимо висновок, що розрахункові методи, особливо для магістральних трубопроводів тривалої експлуатації, не можуть бути використані, через відсутність проектної та виконавчої документації, журналів зварювальних робіт, а також даних про застосовані методи зменшення рівня залишкових напружень.

Це ускладнює, а деколи і унеможлиблює використання неруйнівних методів для визначення розподілу залишкових напружень по довжині і по товщині стінки трубопроводів. Водночас аналіз літературних джерел показує, що залишкові напруження можуть суттєво змінити коефіцієнт асиметрії зовнішнього навантаження і тим самим на порядок і більше змінити швидкість поширення тріщини.

### **1.5 Огляд способів ремонту пошкоджених ділянок трубопроводів**

На сьогодні застосовують різноманітні способи ремонту пошкоджених ділянок трубопроводів, для подовження терміну їх експлуатації. Певною мірою будь-який із них повинен зменшити вплив на неї робочих навантажень та середовищ.

*Спосіб ремонту з допомогою встановленням сталевих муфт (бандажів).* Залежно від типу дефекту, його небезпеки та геометричних параметрів, можуть застосовуватися різні за конструкцією муфти:

- без герметизації (обтискні): короткі та довгі;
- герметизуючі (приварні): герметичні (короткі та довгі, із заповненням і без заповнення), галтельні, посилені [73], пляшкові.

Кожна із цих муфт призначена для ремонту дефектів певного типу та певної довжини.

Дані способи мають наступні основні недоліки [74]:

- необхідність застосування зварювання на поверхні нафтопроводу, заповненого перекачуваною рідиною (для приварних муфт);
- відсутність універсальності конструкції, що може застосовуватись для будь-яких типів дефектів;
- відсутність можливості ремонту тріщин в основному металі та зварних швах;
- проблема ремонту труб з овальностями (навіть із невеликими до 1%);
- складність здійснення повного контакту муфти з дефектною трубою по всій ремонтваній поверхні;
- можливість виникнення корозійних процесів у просторі між трубою та муфтою (для приварних муфт), що викликає необхідність заповнення цього простору антикорозійними матеріалами.

*Способи ремонту із застосуванням пластикових муфт.* Для виготовлення муфт використовують багатошарове намотування високоміцної пластикової стрічки на трубу [75]. На відміну від металевих, пластикові муфти швидко встановлюють на трубі без використання відкритого полум'я та електричної дуги, а технологія проведення ремонтних робіт не вимагає припинення транспортування продукції трубопроводом. Щоб забезпечити можливість перерозподілу навантаження між трубою та муфтою при наступному підвищенні робочого тиску, потрібно створити умови, за яких матеріал муфти буде надійно зчеплений з металом труби і деформуватиметься разом з ним і не проковзуватиме по її поверхні. Для цього муфти формуються шляхом щільного огортання пластикової стрічки навколо труби та розміщення між шарами стрічки (а також між стрічкою та металом) тонкого проміжного

шару з матеріалу, що володіє адгезією до пластику та металу. Однак у цьому випадку за рахунок ефективнішого застосування сполучного наповнювача вдається частково або повністю відновити несучу здатність дефектної ділянки трубопроводу.

Зниження внутрішнього тиску в трубопроводі (розвантаження) може спричинити відшарування муфт, встановлених на трубі при робочому або близькому до робочому тиску. Це може призвести до часткової або повної втрати муфтою несучої здатності.

*Спосіб фірми Clock Spring (США).* Стрічка зі скловолокна шириною 305 мм намотується на дефектну ділянку у вісім шарів, кожний товщиною 1,5 мм [76, 77]. На спеціально підготовлену поверхню труби та між шарами стрічки наноситься ізофталева смола. Цей спосіб використовується для трубопроводів діаметром від 152-1422 мм, що мають втрату товщини стінки до 80% за умови плавного обрису профілю дефекту [78]. Довжина муфти повинна не менш ніж на 50 мм із кожної сторони перекривати дефект, тобто однією муфтою можна ремонтувати дефекти довжиною не більше 180 мм. Для ремонту більше довгих дефектів потрібно встановлювати встик необхідну кількість муфт.

При своїй простоті цей спосіб має такі недоліки:

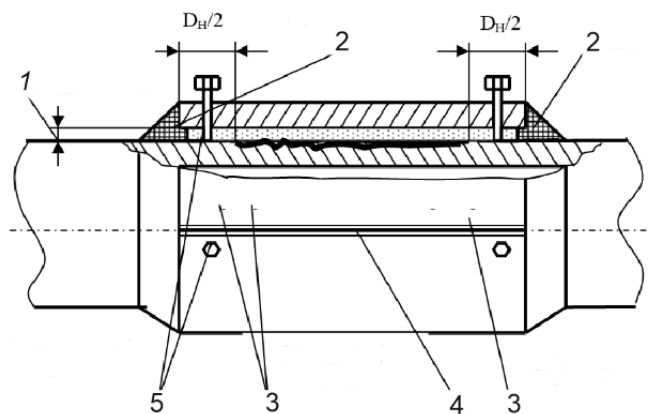
- неможливість ремонту тріщин у поздовжньому та кільцевому зварному швах та дефектів втрати металу з гострим профілем (подряпини, задири);
- неможливість ремонту дефектів на внутрішній поверхні труби;
- за наявності дефектів значної довжини необхідно встановлювати послідовно декілька муфт шириною по 305 мм, заробляти стики між ними адгезивним матеріалом, що у кілька разів підвищує трудомісткість і вартість ремонту;
- потреба у співрозмірному діаметру труби вільному навколотрубному просторі для доступу ремонтної техніки.

*Спосіб ремонту із застосуванням склопластикової муфти.*

Взявши за основу застосування склопластику з однонаправленого склоровінга ЗАТ «Нові Технології» аналогічно Clock Spring, виготовили дві напівмуфти із заставними металевими деталями замість фланців. Напівмуфти стягаються між собою шляхом послідовного згвинчування восьми шпильок. За рахунок прикладання моменту затягування різьбових з'єднань створюється зовнішній тиск на ремонтвану ділянку трубопроводу, що розвантажує її стінки. Для цієї конструкції властиві такі недоліки:

- обмеження ремонту за типорозмірами труб (720...1420 мм);
- неможливість повного перекриття по периметру через особливість конструкції вузла затягування;
- існує небезпека розгвинчування муфт при тривалих вібраційних навантаженнях, що вимагає застосування шпильок з різнобічними різьбами та неможливості установки граверних шайб.

*Композитно-муфтова технологія (КМТ) фірми British Gas* заснована на використанні сталевих муфт, в яких кільцевий зазор між муфтою та трубою заповнюється композитним матеріалом – епоксидною або поліестеровою смолою (рис. 1.5) [79-81].



- 1 – кільцевий зазор; 2 – торцевий герметик; 3 – контрольні отвори;  
4 – зварний шов; 5 – центрувальні болти

Рисунок 1.5 – Композитна муфта British Gas

За допомогою КМТ можуть ремонтуватися дефекти довільної довжини (застосовуються муфти стандартної довжини від 1 до 3 м), у тому числі та дуже



довгі дефекти (до 20 м) - за допомогою муфт складеної конструкції, що зварюються з декількох муфт стандартної довжини [82, 83].

Однак при всіх зазначених перевагах КМТ їй властиві такі недоліки:

- збільшення трудомісткості ремонту в зимовий період (пов'язане з необхідністю забезпечення температури застигання композитного матеріалу не нижче  $+3^{\circ}\text{C}$ );

- необхідність зниження тиску в нафтопроводі на час установлення муфти на 15-30 % від фактичного тиску.

*Підсилююча композиційна муфта трубопроводів (ПКМТ).*

Принцип роботи ПКМТ – це компенсація внутрішнього тиску в трубопроводі за рахунок створення контактного тиску ззовні при значній величині моменту затягування болтових з'єднань, що дозволяє проводити монтажні роботи за робочих тисків у трубопроводі з гарантованою якістю, на відміну від муфт, установлюваних без створення попереднього натягу.

Муфта складається із двох напівоболонок з'єднаних між собою з однієї сторони шарніром, а з іншої – чотирма болтовими з'єднаннями. Її відмінність від існуючих сьогоднішні типів ремонтних муфт – широкий спектр типорозмірів ремонтованих труб (89...1420 мм), повному перекритті ремонтованої ділянки, простоті монтажу, високій швидкості проведення ремонту та назначенму обсягу підготовчих робіт.

Існуючі способи відновлення працездатності робочих трубопроводів, що перебувають під тиском газу, можна розділити на дві групи: безвогнєві та вогнєві.

Безвогнєві способи відновлення трубопроводів засновані на застосуванні склопластикових оболонок, бандажуванні труб за допомогою сталевих кілець, дротів або стрічки. Застосування даних способів утруднено через громіздкість обладнання та дороговизни матеріалів (склопластиків, епоксидних смол), а також високими вимогами до підготовки поверхні труби. Проблематичним є питання забезпечення довговічності трубопроводів, відновлених безвогнєвими способами, при значних циклічних навантаженнях.

Використання даних способів можливо тільки там, де гарантується відсутність ерозійного зношування та корозії внутрішньої поверхні стінки трубопроводу. У іншому випадку трубопровід може бути виведений з експлуатації за короткий строк після ремонту внаслідок утворення наскрізних корозійних пошкоджень. Застосування склопластикової оболонки може також не забезпечити необхідної довговічності трубопроводів через швидке старіння використовуваних матеріалів.

До вогневих способів належать ті, у яких застосовується дугове зварювання або наплавлення металу. За допомогою зварювання проводиться приварка муфт, латок. Наплавленням металу відновлюється стінка трубопроводу.

Аналіз вищенаведених способів ремонту дефектних ділянок трубопроводів вказує на їх недосконалість для застосування у критичних ситуаціях. Тому доцільним стає розроблення нових способів та конструкцій бандажів (муфт), що при цьому використовуються, для забезпечення їх швидкого монтажу без застосування вогневих робіт.

Проте яким би із вище розглянутих способів не відбувався ремонт трубопроводу, в процесі його подальшої експлуатації відбуватимуться перерозподіл напружень як у дефектній частині так і у бандажі. Залежно від того, як працює бандаж разом із дефектною ділянкою трубопроводу при зміні внутрішнього робочого тиску трубопроводу (циклічного навантаження), буде визначатися і термін його експлуатації.

### **Висновки до розділу та постановка задач досліджень**

Проаналізовано умови експлуатації магістральних трубопроводів та встановлено, що основною причиною їх руйнування є втомні та корозійно-втомні пошкодження.

У результаті аналізу умов роботи підводних трубопроводів встановлено особливості їх експлуатації. Причинами відмов таких трубопроводів є такі

небезпечні фактори: виникнення розмитих ділянок, збільшення вібраційного навантаження від дії коливань хвиль.

Існуючі методики визначення напружено-деформованого стану підводних трубопроводів на розмитих ділянках не враховують сумарну дію навантажень від вертикальних та горизонтальних коливань.

Внутрішній тиск в магістральному трубопроводі є змінною величиною і одним із основних навантажень, що викликає втому металу. Тому його врахування є важливим під час прогнозування довговічності.

Огляд способів ремонту пошкоджених ділянок трубопроводів виявив їх недосконалість у критичних ситуаціях. Тому доцільним є розроблення нових способів та конструкцій бандажів (муфт) для забезпечення їх швидкого монтажу на трубопроводі без застосування вогневих робіт.

На основі аналізу сформульовано **мету і задачі досліджень**.

**Мета і завдання дослідження.** Мета дисертаційної роботи полягає у прогнозуванні втомної та корозійно-втомної довговічності ділянок трубопроводів шляхом врахування експлуатаційних факторів та розроблення заходів для підвищення терміну їх експлуатації.

Для досягнення мети необхідно вирішити наступні завдання:

– провести аналіз умов роботи, сучасних досліджень напружено-деформованого стану та довговічності трубопроводів з врахуванням експлуатаційних факторів;

– сформувати комплекс методів та методик для дослідження тріщиностійкості, прогнозування довговічності, імітаційного моделювання та експериментального дослідження натурних взірців елементів трубопроводів;

– дослідити вплив дії циклічного хвильового навантаження на розмиту ділянку підводного трубопроводу;

– оцінити довговічність ділянок трубопроводів із врахуванням експлуатаційних факторів;

– розробити пристрої для підвищення довговічності дефектних ділянок трубопроводів та промислово їх випробувати.

## 2 ФОРМУВАННЯ МЕТОДИК ТА МЕТОДІВ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 2.1 Методика оцінки тріщиностійкості матеріалу трубопроводу

Для випробувань матеріалу трубопроводу на тріщиностійкість використано установку, яка характеризується універсальністю та простотою. Вона призначена для проведення випробувань за гармонічним циклом з постійними амплітудами. До її переваг слід також віднести можливість проведення випробувань за комбінованою схемою навантажування з різним коефіцієнтом асиметрії.

Методика [84] полягає у вимірюванні при заданих параметрах циклічного вантаження приросту тріщини  $\Delta l$  залежно від приросту числа циклів вантаження  $\Delta N$ . Після цього визначають швидкість поширення втомної тріщини  $v = \Delta l / \Delta N$  і відповідне їй значення коефіцієнта інтенсивності напружень для конкретного зразка.

За отриманими результатами будують діаграми циклічної корозійної тріщиностійкості матеріалу для визначення змінних величин  $n$  і  $C$  або  $n$  і  $K^*$ . Остання пара значень частіше застосовуються на практиці, що пов'язано з більш чітким змістом величини  $K^*$  (на противагу  $C$ ).

Зразки для випробувань розміром 4x10x100 мм вирізають з катушок трубопроводу, далі проводять їх механічну обробку за допомогою фрезерного та шліфувального верстатів. На зразки алмазним кругом наносять концентратор напружень  $V$  - подібної форми глибиною 1 мм з кутом при вершині  $60^\circ$  та радіусом не більше 0,1 мм. Бічну поверхню зразків в місці майбутньої ділянки поширення тріщини полірують (рис. 2.1).

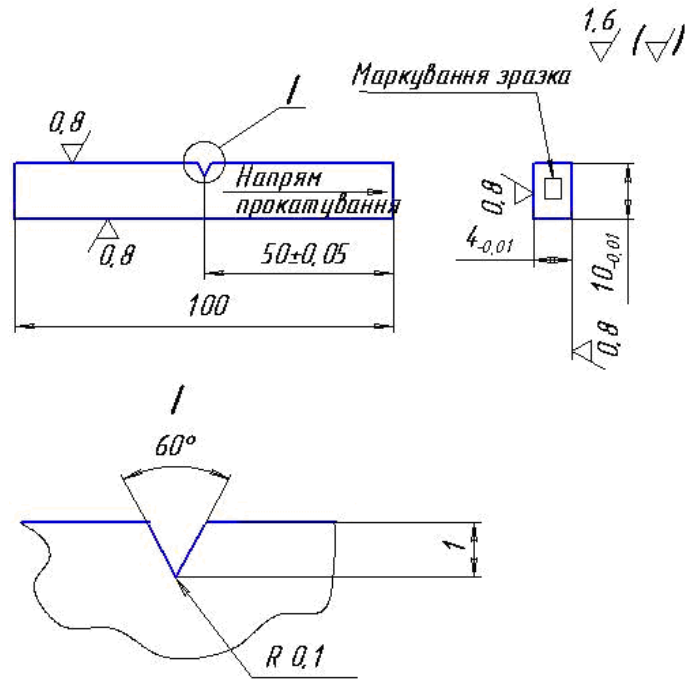
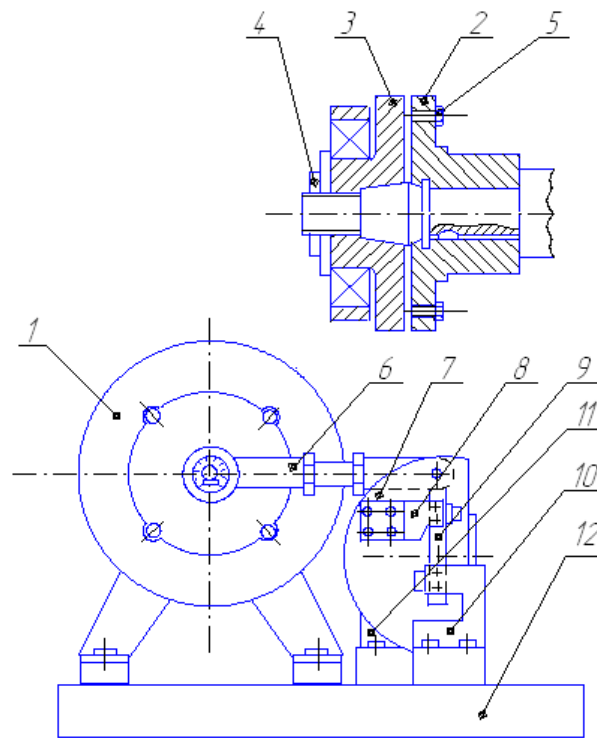


Рисунок 2.1 – Ескіз зразка

Принципова схема установки наведена на рис. 2.2 а, загальний вигляд – на рис. 2.2 б. Установка приводиться в рух від двигуна 1. На валу двигуна знаходиться кривошип 2 із втулкою 3. Поворотом втулки відносно ексцентрика регулюється величина ексцентриситету, амплітуда деформацій від 0 до 4 мм. Гайка 4 і болт 5 призначені для фіксації втулки під час регулювання амплітуди. Показник амплітуди деформацій розміщений на ободі втулки та ексцентрика. Рух кривошипа через шатун 6 передається на планшайбу 7, на якій кріпиться рухомий тримач 8 зразка 9. Нерухомий тримач 10 закріплено безпосередньо до плити 12 разом з кронштейном підшипника обертання планшайби 11.

Для підвищення жорсткості та забезпечення стабільної величини амплітуди деформації в усіх рухомих з'єднаннях застосовано підшипники кочення. На шатуні є регулююча гайка, яка дає змогу проводити випробування на асиметричних циклах. Кількість циклів навантаження фіксується лічильником.



а)



б)

а – принципова схема; б – загальний вигляд

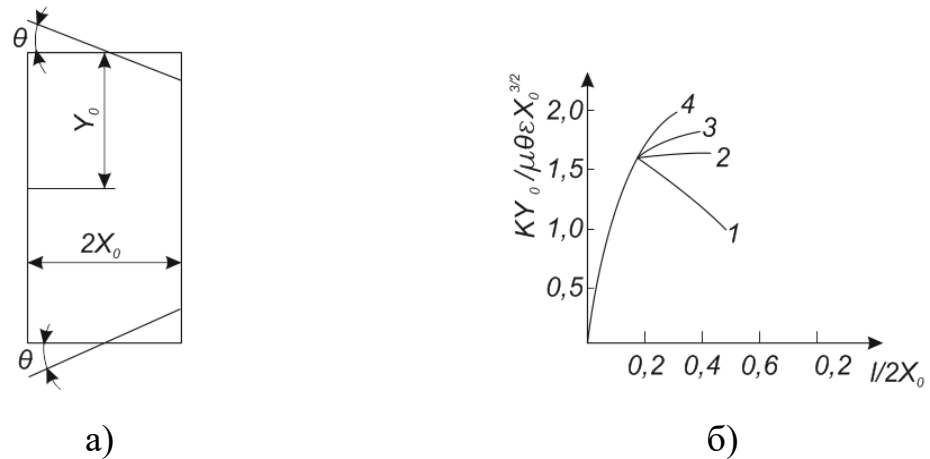
1 – двигун; 2 – кривошип; 3 – втулка; 4 – гайка; 5 – болт; 6 – шатун; 7 – планшайба; 8 – тримач; 9 – зразок; 10 – зажим; 11 – планшайба; 12 – плита

Рисунок 2.2 – Установка для досліджень тріщиностійкості матеріалу

У ході дослідження заміряють приріст тріщин за допомогою мікроскопу МПБ-2 ( $\times 24$ ) і кожні 0,2 мм фіксують кількість циклів навантаження. Дослідження проводять у широкому діапазоні кутів повороту зразка. Оскільки стабільність коефіцієнту інтенсивності напружень (КІН) на даній установці

досягають при значеннях довжини тріщини в межах від 0,2 до 0,5 ширини пластини, то дослідження зупиняють при досягненні тріщиною довжини 5 мм.

Принциповою особливістю установки є те, що в її основу покладено розв'язок задачі [84] для пластини з боковою тріщиною при повороті кінців останньої на кут  $\theta$  (рис. 2.3).



1 –  $y_0/x_0=0,92$ ; 2 –  $y_0/x_0=1,6$ ; 3 –  $y_0/x_0=2,6$ ; 4 –  $y_0/x_0=3,25$ .

Рисунок 2.3 – Схема деформування пластини (а) і залежність коефіцієнта інтенсивності напружень від довжини тріщини (б)

Чисельний розв'язок цієї задачі призводить залежить від співвідношення довжини пластини до її ширини і довжини тріщини до ширини пластини (рис. 2.3, б), тобто в залежності від співвідношення  $y_0/x_0$  значення  $K$  з поширенням тріщини може збільшуватись, зменшуватись або залишатись сталим на певному проміжку тріщини. Як видно (рис. 2.3, б), при співвідношенні довжини робочої частини пластини ( $2y_0$ ) і її ширини ( $2x_0$ ), яке дорівнює 1,6 значення коефіцієнта інтенсивності напружень  $K$  від довжини тріщини на проміжку  $0,2 < l < 0,5$  ширини пластини залишається майже сталим і виражається в залежності від кута повороту її кінців формулою [85]:

$$K = \frac{1,35 \cdot G \cdot \theta \cdot x_0^{3/2}}{y_0}, \quad (2.1)$$



де  $G$  – модуль зсуву, МПа ( $G=8 \cdot 10^4$  МПа);

$x_0$  і  $y_0$  – геометричні розміри зразка, м;

$\theta$  – кут повороту кінців зразка, рад.

## **2.2 Методика прогнозування довговічності та залишкового ресурсу за кінетичними діаграмами втоми**

При корозійно-втомних натурних випробуваннях з дотриманням схеми експлуатаційного навантажування можна отримати найбільш повну і точну інформацію про довговічність та залишковий ресурс елементів конструкцій.

Важливим етапом роботи є визначення статистичних характеристик кривої втоми. Це дозволяє проводити розрахунки залишкового ресурсу з урахуванням імовірності неруйнування, що є необхідною умовою як при плануванні діагностики ділянок трубопроводів, так і при прийнятті рішення про їх ремонт чи заміну. При регулярному навантаженні, коли параметри циклу не змінюються в часі, імовірнісна діаграма втоми у вигляді кривих рівної імовірності неруйнування може бути відтворена за допомогою рівнянь кривої втоми.

Для розрахунків довговічності трубопроводів за критеріями опору втомі або корозійній втомі необхідною є інформація про їх навантажування за типових умов експлуатації і характеристики кривих втоми, які можуть бути отримані шляхом натурних випробувань.

Як вказано раніше, випробування великогабаритних конструкцій потребують значних матеріальних витрат та вимагають багато часу на їх проведення. Для магістральних трубопроводів такі випробування в більшості випадків є важко реалізовуваним. У зв'язку з цим застосовують локальні моделі.

На вирізаній під час ремонту ділянці трубопроводу (матеріал – Сталь 20) позначено найбільш небезпечні локальні корозійні дефекти (рис. 2.4).

По окреслених контурах (рис. 2.4) вирізані експериментальні моделі-“вирізки” (рис. 2.5).

Модель-“вирізка” (рис. 2.6) має радіус 10 мм у зоні переходу від вузької частини зразка до широкої. Саме такий радіус зумовлений моделюванням максимальних напружень на поверхні у цій ділянці, що відповідає реальним умовам під час експлуатації.



Рисунок 2.4 – Ділянка нафтопроводу із локальними корозійними дефектами



а)



б)

Рисунок 2.5 – Експериментальна модель-“вирізка” із локальним корозійним дефектом

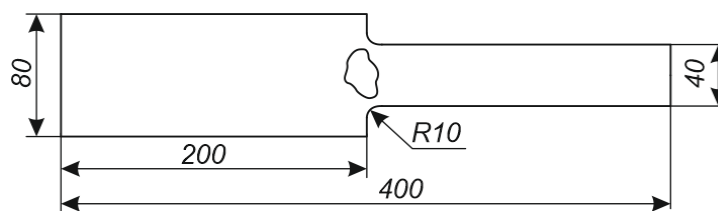
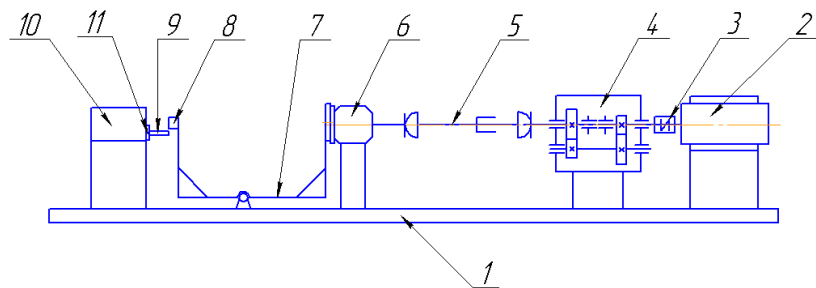


Рисунок 2.6 – Схема моделі-“вирізки”

Для дослідження моделі-“вирізки” на втому застосовується стенд, принципова схема якого наведена на рис. 2.7. Стенд (рис. 2.8) дозволяє проводити випробування локальних моделей в широкому діапазоні геометричних параметрів жорстким навантажуванням на консольний згин з регулюванням амплітуди деформації в межах  $0 \dots 10$  мм. Спеціальний силовий блок навантажування (рис. 2.9) дозволяє змінювати коефіцієнт асиметрії циклу  $R$  в інтервалі  $R \in [-1; 1)$ .



- 1 – рама; 2 – електродвигун; 3 – муфта; 4 – коробка передач (автомобільна);  
 5 – кардан; 6 – навантажувальний блок з ексцентриситетом; 7 – важіль;  
 8 – блок; 9 – зразок; 10 – консольна опора; 11 – затискні пластини

Рисунок 2.7 – Принципова схема установки для проведення втомних досліджень моделей-“вирізків”



Рисунок 2.8 – Загальний вигляд установки для проведення втомних досліджень моделей-“вирізків”



Рисунок 2.9 – Блок навантажування

Установка складається з наступних елементів: рама 1, електродвигун 2, муфта 3, автомобільна коробка передач 4, кардан 5, навантажувальний блок з ексцентриситетом 6, що з'єднаний з важілем 7, на якому є привантажувальний блок 8, дослідний зразок 9, затискні пластини 11, консольна опора 10.

Конструктивні можливості установки дають змогу проводити випробовування зразків з товщиною стінки від 6 мм до 22 мм. Частоту обертання можна змінювати за допомогою коробки передач 4 (таблиці 2.1).

Таблиця 2.1 – Частота обертання вихідного валу коробки передач

Передача	Частота обертання, Гц
перша	3,8
друга	7,8
третя	14,55
задній хід	3,0

На першому етапі натурні зразки-моделі групують за ступенем їх пошкодження. Потім проводять серію випробувань на втому зразків кожної з груп. Вибірki можуть бути і невеликими (5-10 шт.), але доцільно мати збільшену кількість зразків з початковим рівнем пошкодження (нових).

Більша кількість непошкоджених зразків дозволить одержати початкові орієнтовні параметри кривої втоми з більшою довірчою імовірністю. Ці параметри використовуються для призначення рівнів експериментального навантаження на зразки для наступних досліджуваних серій. Величини навантажень визначають з умови охоплення для кожної серії інтервалу багатоциклової втоми ( $N = 10^4$ - $10^7$  циклів до руйнування) з найбільшою рівномірністю, що значно спрощує подальші імовірнісні розрахунки.

На другому етапі усі результати зводяться в генеральну вибірку, і з допомогою програми обробки даних визначають параметри усередненої кривої втоми  $Q_c$ ,  $\sigma_{Rc}$  і  $V_{0c}$ . Для цього згідно [86] розроблено алгоритм обробки експериментальних даних в програмному пакеті *Maple*.

На основі алгоритму розроблено комп'ютерну програму для розрахунку та графічної побудови імовірнісних кривих втоми. Вхідними параметрами є значення  $\sigma_i$  та  $N_i$ . У результаті застосування програми буде отримано криву втоми та наведено значення  $Q$ ,  $\bar{\sigma}_R$ ,  $V_0$  і  $S$  (середньоквадратичне відхилення границі витривалості). У програмі додатково можна побудувати ймовірнісні діаграми. Їх побудова проводиться за методикою описаною в [87]. Розрахунки можна проводити в автоматизованому режимі без використання таблиць. Також обчислюється значення  $N_0 = \frac{Q}{\sigma_R}$  і порівнюється з базою експериментальних досліджень  $N_\sigma$ . Якщо  $N_\sigma < N_0$ , то необхідні подальші дослідження з новою базою  $N_\sigma > N_0$ . Якщо ж  $N_\sigma > N_0$ , то результати розрахунку є шуканими.

Оскільки параметри визначені на великій кількості експериментальних даних, то довірна імовірність отримання їх медіанних значень буде високою.

Наступний етап обробки результатів полягає у визначенні тільки третього параметра кривої втоми (2.2), а саме  $\sigma_{Ri}$  для кожного ступеня пошкодження. Алгоритм розрахунку на цьому етапі відрізняється від описаного раніше тим, що в рівняннях (2.6) використовуються залежності

$$\bar{\sigma}_{Ri} = \frac{Q_R}{N_{0c}} \text{ і } V_0 = V_c = \text{const}$$

$$N = \frac{Q}{\sigma_{екв}} \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{\sigma_{екв} - \bar{\sigma}_{R1}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \quad (2.2)$$

або

$$\frac{N}{N_0} = \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{\sigma_{екв} - \bar{\sigma}_{R1}}{V} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \quad (2.3)$$

та функцій нормального розподілу значень границі витривалості

$$\sigma_{rR}^- = \bar{\sigma}_{rmin} - tS_{rmax} \quad (t \geq 0), \quad (2.4)$$

де  $N$  – кількість циклів до руйнування деталей;

$N_0$  – кількість циклів до точки нижнього перегину кривої втоми;

$\sigma$  – максимальне напруження циклу регулярного навантаження з постійним значенням коефіцієнта асиметрії, МПа;

$V_0$  – параметр з розмірністю напруження, МПа;

$Q$  – коефіцієнт витривалості, МПа;

$\bar{\sigma}_{rmin}$  – нижня межа довірчого інтервалу для середнього значення границі витривалості при регулярному навантаженні з коефіцієнтом асиметрії  $r$ , МПа;

$S_{rmax}$  – верхня межа довірчого інтервалу для квадратичного відхилення значень границі витривалості, МПа;

$\sigma_{rR}^-$  – частинне значення границі витривалості, що відповідає ймовірності неруйнування  $R$ , МПа;

$t$  – квантиль нормального розподілу.

Параметр  $V$  визначають за рівнянням

$$\frac{1}{V} = \frac{1}{\alpha \cdot V_0} + \frac{1}{\sigma R}, \quad (2.5)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт узгодження кривих втоми.

Визначення параметрів  $\bar{\sigma}_R$ ,  $V_0$  і  $Q$  проводять за методом найменших квадратів різниці  $(\sigma_{R_i} - \bar{\sigma}_R)^2$  згідно з алгоритмом, наведеним в [87]. Основні рівняння для реалізації алгоритму мають вигляд

$$x_i = \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{N_i \sigma_i}{Q} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}; y_i = \sigma_i;$$

$$\overline{\sigma}_R = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i^2) \sum_{i=1}^n y_i - \sum_{i=1}^n (x_i y_i) \sum_{i=1}^n x_i}{n \sum_{i=1}^n (x_i^2) - \left( \sum_{i=1}^n x_i \right)^2}; \quad (2.6)$$

$$V_0 = \frac{n \sum_{i=1}^n (x_i y_i) - \sum_{i=1}^n x_i \sum_{i=1}^n y_i}{n \sum_{i=1}^n (x_i^2) - \left( \sum_{i=1}^n x_i \right)^2};$$

$$\sigma_{Ri} = \sigma_i - V_0 \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{N_i \sigma_i}{Q} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}.$$

### 2.3 Методи та засоби натурних випробувань пошкодженої ділянки трубопроводів на статичну та циклічну міцність

Для проведення циклічних гідравлічних випробувань дослідних зразків вирізаних із трубопроводу застосовується установка УИ1/200 ЦК (далі – установка), що призначена для випробувань трубопроводів на міцність і герметичність.

Установка виконана в кліматичному виконанні У, другої категорії розміщення (на відкритому повітрі під навісом) згідно з ГОСТ 15150-69. Температура навколишнього середовища, при експлуатації установки складає від плюс 5 до плюс 35°C.

Експлуатація установки також дозволена у вибухонебезпечній зоні класу 2 з категорією вибухонебезпечної суміші ПА, групи ТЗ відповідно до ДНАОП 0.00-1.32-01. Розшифрування позначення установки УИ1/200 ЦК

наступне: УИ - установка іспитова; 1/200 – тиск від 1 кгс/см<sup>2</sup> до 200 кгс/см<sup>2</sup> (від 0.1 до 20 МПа); ЦК – циклічні навантаження.

Технічні характеристики установки УИ1/200 ЦК наведені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Технічні характеристики установки УИ1/200 ЦК

№ п/п	Параметри	Значення
1	Номінальна подача насоса, м <sup>3</sup> /год	1
2	Номінальний тиск насоса, кгс/см <sup>2</sup> (МПа)	200 (20)
3	Потужність приводного двигуна, кВт	15
4	Об'єм бака, м <sup>3</sup>	0,5
5	Напруга живлення, кВ	0,4
6	Маса установки, кг	1500±5
7	Габаритні розміри, мм	1530x2030x1855

Загальний вигляд установки наведено на рис. 2.10.



Рисунок 2.10 – Загальний вигляд установки УИ1/200 ЦК



Установка складається з наступних складових частин: триплунжерного насоса 2,3ПТ-1/40, двигуна АІММ 160М6 ІМ1081, однопозиційного електромагнітного клапана УФ 015-0000-01, рами, бака та фільтра.

В установці застосовано на трубопроводі нагнітання запірний клапан, призначений для її відключення від випробовуваної ділянки трубопроводу.

Послідовність виконання досліджень на установці наступна:

- 1) на досліджуваному зразку наклеюють тензодавачі та під'єднують їх до аналого-цифрового перетворювача (АЦП);
- 2) установку під'єднують до досліджуваного зразка (трубопроводу);
- 3) запускають установку (відбувається нагнітання рідини у досліджуваний зразок);
- 4) далі знижують тиск (керується контактним манометром, що подає сигнал на відкриття електромагнітного клапана);
- 5) вище наведений цикл (пункти 4...5) повторюють.

Результати показів заносять у таблицю та знімають графік відносних деформацій досліджуваного зразка. Далі проводяться розрахунки величин напружень, що виникають у стінці труби, та проводиться їх порівняння з допустимими для відповідної марки матеріалу.

#### **2.4 Методика дослідження напружено-деформованого стану методом кінцевих елементів**

На сьогодні для розв'язання складних інженерних завдань, що не піддаються аналітичному вирішенню або потребують значних витрат на експерименти, застосовують імітаційне моделювання. Результати, отримані за його допомогою, використовуються у різних галузях науки й техніки.

Існує безліч комп'ютерних програм, що базуються на методі кінцевих елементів. Серед них програма SolidWorks Simulation [88] та ANSYS [89], що використовуються на етапі проектування для визначення поведінки

конструкцій під час експлуатації. У цих програмах реалізовано алгоритм оптимізації геометрії деталей, що враховує різноманітні навантаження [90, 91].

Метод кінчених елементів (МКЕ) на сьогодні є стандартом при вирішенні задач механіки твердого тіла за допомогою числових алгоритмів завдяки можливості моделювати широке коло об'єктів й явищ (абсолютну більшість конструктивних елементів, вузлів і конструкцій, виготовлених з матеріалів різного походження). Однак при застосуванні даного методу (як і будь-якої числової апроксимації) питання відповідності між розрахунковою моделлю й реальним об'єктом основним при виборі програм аналізу.

Крім того, адекватність висновків, прийнятих на основі результатів, залежить від кваліфікації оператора.

В основі методу МКЕ лежить дискретизація об'єкта з метою розв'язання рівнянь механіки суцільного середовища в припущенні, що ці співвідношення виконуються в межах кожної з елементарних областей. Ці області називаються скінченими елементами. Вони можуть відповідати реальній частині простору (просторові елементи), або ж бути математичною абстракцією, як елементи стрижнів, балок, пластин або оболонок. У межах скінченого елемента призначаються властивості ділянки об'єкта, що обмежується ним, (наприклад, характеристики твердості й міцності матеріалу, об'ємна густина тощо) і описуються поля потрібних величин (стосовно до механіки твердого тіла – це переміщення, деформації, напруження тощо). Параметри із другої групи призначаються у вузлах елемента, а потім використовуються інтерполюючі функції, за допомогою яких відповідні значення можна обчислити в будь-якій точці усередині елемента або на його границі. Задача математичного опису елемента зводиться до того, щоб зв'язати діючі у вузлах фактори. У механіку суцільного середовища це, як правило, переміщення й зусилля.

Розглянемо прямий метод побудови рівнянь, що зв'язують ці фактори в межах скінченого елемента у припущенні лінійної залежності.

1. Поле переміщень  $\Delta$  у межах елемента за допомогою інтерполяційних функцій (у так званих ізопараметричних скінчених елементах, використовуваних Solidworks Simulation, вони ідентичні функціям форми), зібраних у матрицю  $[N]$ , виражається через вузлові переміщення  $\{\Delta\}$ . У матричному виді співвідношення мають вигляд:

$$\Delta = N \cdot \{\Delta\} = N \cdot [u_1, v_1, w_1, u_2, v_2, w_2, \dots, u_k, v_k, w_k], \quad (2.7)$$

де  $k$  – число вузлів скінченого елемента.

2. Визначається поле деформацій  $\varepsilon$ , яке виражається за ступенями свободи  $\{\Delta\}$  за допомогою диференціювання поля переміщень (інтерполяційних функцій) відповідно до співвідношень, зібраних у матрицю  $[D]$ , що зв'язує деформації з переміщеннями:

$$\varepsilon = [D] \cdot \{\Delta\}. \quad (2.8)$$

3. З урахуванням рівнянь стану, в основі яких лежить закон Гука й коефіцієнти яких утворюють матрицю  $[E]$ , установлюється зв'язок спочатку між полем напружень і полем деформацій:

$$\sigma = [E] \cdot \varepsilon, \quad (2.9)$$

а потім і між напруженнями й ступенями свободи у вузлах:

$$\sigma = [E] \cdot [D] \cdot \{\Delta\}, \quad (2.10)$$

4. Визначаються функціональні залежності для сил  $[F]$ , що діють у вершинах елемента, залежно від поля напружень  $\sigma$  з використанням матриці перетворення напружень у вузлові сили  $[A]$ :

$$\{F\} = [A] \cdot \{\sigma\}, \quad (2.11)$$

5. Взаємозв'язок вузлових сил і переміщень у вузлах має вигляд:

$$\{F\} = [k] \cdot \{\Delta\}, \quad (2.12)$$

де  $[k] = [A] \cdot [E] \cdot [D]$  – матриця жорсткості скінченного елемента.

6. Для надання матриці  $[k]$  властивості симетрії домагаємося заміни матриці перетворення жорсткості матрицею, транспонованою до матриці перетворення переміщень у деформації  $[D]$ . Тоді:

$$[k] = [D]^T \cdot [E] \cdot [D]. \quad (2.13)$$

Перераховані залежності дозволяють, знаючи переміщення у вузлах, одержати величини сил, а також вирішити обернену задачу: за заданими силами знайти переміщення, потім деформації й напруження в межах скінченного елемента.

Пряме формулювання, як правило, використовується для одержання матриць жорсткості скінчених елементів стрижнів, балок і пластин, а також для опису процесу теплопровідності.

Для одержання матриць жорсткості просторових елементів найбільш часто використовуються варіаційні принципи, наприклад, принцип мінімуму потенційної енергії. Одержана у такий спосіб матриця жорсткості буде обчислюватися як:

$$[k] = \left[ \int_V [D]^T [E] [D] dx dy dz \right]. \quad (2.14)$$

Проблема інтегрування за об'ємом тіла складної форми або ж, у випадку оболонкових елементів, - по криволінійній поверхні вирішується за рахунок того, що функціональну залежність записують в локальній системі координат пов'язаній з елементом  $\xi, \psi, \eta$ . При цьому координати змінюються в інтервалі  $[-1, +1]$  і вираження для елементарного об'єму набуває вигляду:

$$dx dy dz = [J] d\xi d\psi d\eta, \quad (2.15)$$

де  $[J]$  – визначник матриці Якобі.

Тоді:

$$[k] = \left[ \int_{-1}^{+1} \int_{-1}^{+1} \int_{-1}^{+1} [D]^T [E] [D] \det[J] d\xi d\psi d\eta \right]. \quad (2.16)$$

Аналітичний розрахунок інтегралів для матриці жорсткості неможливий навіть для трикутників із криволінійними сторонами. Тому вдаються до чисельного інтегрування. Воно полягає в заміні інтеграла сумою добутків підінтегральних функцій, обчислених у точках Гауса або в деякій іншій системі точок на відповідні вагові коефіцієнти. Цей процес супроводжується розрахунком величини визначника Якобі. Відемне значення є наслідком виродженості даного скінченного елемента. Як правило, інформація про дану обставину міститься в діагностичних повідомленнях програм.

*Алгоритм методу скінчених елементів.* Маючи математичний апарат для одержання матриць жорсткості скінчених елементів, приведення навантажень, прикладених до поверхні або в об'ємі елемента до зусиль у вузлах, а також рішення оберненої задачі обчислення полів деформацій і напружень в об'ємі елемента на базі переміщень у вузлах, можна побудувати алгоритм МКЕ. Приведемо один з його варіантів для розв'язання задач у припущенні лінійної залежності. Конкретні реалізації можуть істотно відрізнитися від даної схеми.

1. Виконується дискретизація об'єму деталі (будується сітка скінчених елементів). Для об'ємного тіла область розбивається на тетраедри із гранями, що апроксимована лінійними або параболічними функціями координат. Для поверхневих моделей - на плоскі (лінійна) або криволінійні (параболічна залежність) трикутники.

2. Для просторових скінчених елементів ступенями свободи є переміщення в напрямку осей локальної системи координат елемента.

Для скінчених елементів оболонки до трьох переміщень у кожному вузлі додаються три кути повороту нормалі до серединної поверхні області, апроксимованої елементом, відносно тих же осей.

3. Визначаються залежності для перетворення переміщень і кутів повороту у вузлах до глобальної системи координат.

4. Обчислюються матриці жорсткості скінчених елементів. У формули для розрахунку компонентів матриць жорсткості скінчених елементів крім координат вузлів входять модулі пружності й коефіцієнти Пуансона матеріалів.

5. Одержані матриці жорсткості з використанням залежностей для переходу від локальних систем координат елемента в глобальні перетворюються на глобальну систему координат.

6. Матриці жорсткості, представлені в глобальних координатах, поєднуються в глобальну матрицю жорсткості  $[K]$ .

7. Призначені граничні умови (статичні й кінематичні) приводяться до навантажень і переміщень у вузлах, виражених у глобальній системі координат, і включаються в стовпець сил  $[F]$ .

8. Отримана лінійна система рівнянь виду  $[K] \cdot [F] = [\Delta]$  розв'язується відносно стовпця переміщень. Це найбільш трудомісткий етап розрахунку. Для рішення використовуються ітераційні або прямі методи.

9. Для кожного скінченого елемента, за відомими переміщеннями (кутами повороту) у вузлах й апроксимуючими функціями, розраховуються деформації. Якщо елементи лінійні – деформації в межах елементів постійні,

якщо елементи параболічні – деформації змінюються лінійно. На основі деформацій обчислюються напруження в елементах. При необхідності (функція програми) напруження у вузлах суміжних елементів осереднюються з наступним перерахуванням напружень у межах кожного елемента.

10. На основі компонентів напружено-деформованого стану й параметрів міцності матеріалу обчислюються еквівалентні напруження за будь-яким критерієм міцності.

Отже, для оцінки напружено-деформованого стану дослідних зразків розроблено схему розрахунку, наведену на рис. 2.11. [92]

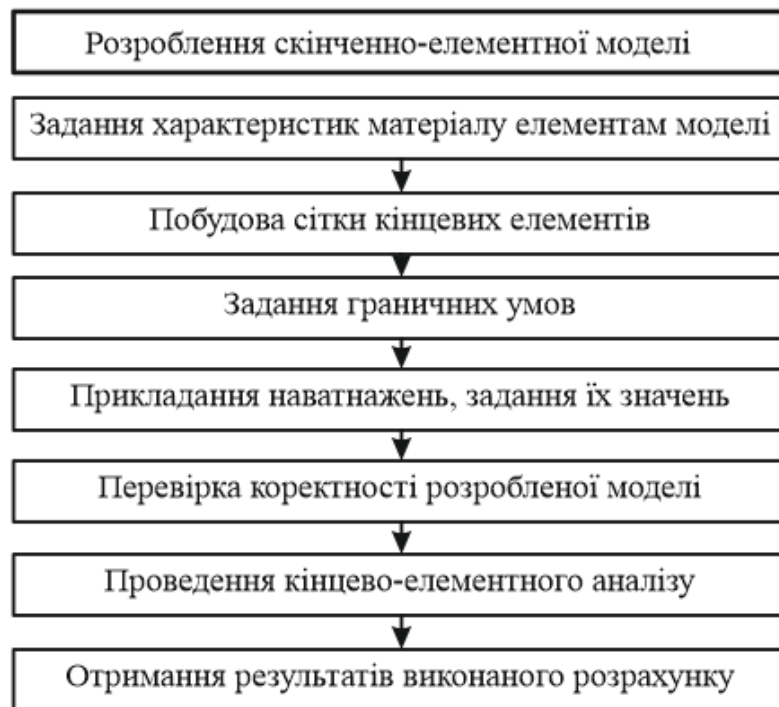


Рисунок 2.11 – Схема послідовності розрахунку напружено-деформованого стану моделей-«вирізок» трубопроводу за допомогою МКЕ

## Висновки до розділу 2

Застосування методики оцінки тріщиностійкості матеріалу трубопроводу дасть змогу отримати залежність кількості циклів

напрацювання від швидкості поширення тріщини і на основі отриманих результатів побудувати кінетичну діаграму втомного руйнування та отримати параметри тріщиностійкості, які можуть бути використані при прогнозуванні довговічності.

Методика прогнозування довговічності та залишкового ресурсу за кінетичними діаграмами втоми дозволяє проводити розрахунки довговічності та залишкового ресурсу з урахуванням імовірності неруйнування, що є необхідною умовою як при плануванні діагностики ділянок трубопроводів, так і при прийнятті рішення про їх ремонт чи заміну.

За результатами випробування пошкодженої ділянки трубопроводів на статичну міцність, використовуючи розроблену методику, можна визначити величину напружень, що виникають у стінці труби, зміцненої бандажами.

Застосування методу кінцевих елементів для дослідження напружено-деформованого стану трубопроводів із корозійними дефектами дає змогу прогнозувати їх довговічність, зменшуючи витрати на експерименти та скорочуючи час на їх проведення. МКЕ може бути застосоване для розв'язання складних інженерних завдань, що не піддаються аналітичному методу.



### **3 ОЦІНКА ТА СПОСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ДІЛЯНОК ТРУБОПРОВІДІВ ІЗ ВРАХУВАННЯМ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ**

Циклічні навантаження на підводний трубопровід, що діють протягом тривалого часу, можуть виникати при обтіканні вільних прольотів придонними течіями і при хвильовому навантаженні в прибережній зоні. При проектуванні морських трубопроводів розрахунок на багатоциклову втому зазвичай не проводять, оскільки прибережні ділянки газопроводу захищені від негативного впливу хвильового навантаження шляхом бетонування й укладання в траншею. Однак ця умова не завжди виконується через обмеження технічного характеру. До того ж варто враховувати випадкові позаштатні ситуації різного роду, у результаті яких довжина вільних прольотів на певній ділянці може істотно змінюватися.

Основними нормативними навантаженнями, що діють на підводний трубопровід, є [93]:

- 1) внутрішній надлишковий тиск транспортованого продукту;
- 2) температурний перепад (різниця між температурою води при прокладці трубопроводів і температурою при його експлуатації);
- 3) вага трубопроводів, ґрунту для його засипання і транспортованого продукту;
- 4) опір навколишнього ґрунту зсуву трубопроводів;

Найпоширеніші ненормативні навантаження на підводну ділянку трубопроводів – це течії, хвилі і механічна дія водного транспорту, як на сам трубопровід, так і на прилеглий до нього ґрунтовий масив. Крім того, як небезпечне ненормативне навантаження може виступати короточасне перевищення внутрішнього надлишкового тиску на будь-якій ділянці трубопроводу нормативного рівня, при зміні режиму транспортування продукту.

Відзначимо, що всі розглянуті вище основні види нормативних і ненормативних навантажень мають випадковий характер.

Крім механічних навантажень, найбільш поширеним і небезпечним чинником для трубопроводів є, корозійна дія навколишнього середовища на трубопроводів в місцях пошкодження ізоляційного покриття, яка викликає появу на зовнішніх поверхнях стінок трубопроводів локальних корозійних дефектів, а також внутрішньотрубна корозія. Менш поширеним, але не менш небезпечним чинником, є зменшення товщини стінки в місцях вигинів трубопроводу. Найбільш небезпечним чинником для підводного трубопроводу є вплив хвильового навантаження, що спричиняє його коливання та може призвести до корозійно-втомного руйнування.

### 3.1 Розрахунок швидкості хвиль

Теорія хвиль кінцевої амплітуди була розвинута Дж. Г. Стоксом. Вона базується на методі розкладання рівняння хвильової поверхні в ряд і визначенні коефіцієнтів розкладання з рівнянь гідродинаміки для хвиль кінцевої амплітуди. У відповідності до теорії Стокса рівняння поверхні хвилі має вигляд [94]:

$$y = h + \frac{1}{k} \cdot \sum_{n=1}^5 F_n \cdot \cos(n \cdot (k \cdot x - \omega \cdot t)), \quad (3.1)$$

де

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= a \\ F_2 &= a^2 \cdot F_{22} + a^4 \cdot F_{24} \\ F_3 &= a^3 \cdot F_{33} + a^5 \cdot F_{35} \\ F_4 &= a^4 \cdot F_{44} \\ F_5 &= a^5 \cdot F_{55} \end{aligned} \right\} \cdot \quad (3.2)$$

Тут параметри форми хвилі  $F_{22}, F_{24}, F_{33}, F_{35}, F_{44}, F_{55}$ , залежні від  $k \cdot H$ , і параметр висоти хвилі  $a$  пов'язані між собою відношенням:

$$k \cdot H = 2 \cdot \left[ a + a^3 \cdot F_{33} + a^5 \cdot (F_{35} + F_{55}) \right] \quad (3.3)$$

Параметри  $F_{22}, F_{24}, F_{33}, F_{35}, F_{44}, F_{55}$  при деяких значеннях відношення  $h/\lambda$  наведені у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Значення параметрів профілю хвилі

$h/\lambda$	$F_{22}$	$F_{24}$	$F_{33}$	$F_{35}$	$F_{44}$	$F_{55}$
0,10	3,892	-28,61	13,09	-138,6	44,99	163,8
0,15	1,539	1,344	2,381	6,935	4,147	7,935
0,20	0,927	1,398	0,996	3,679	1,259	1,734
0,25	0,699	1,064	0,603	2,244	0,676	0,797
0,30	0,599	0,893	0,495	1,685	0,484	0,525
0,35	0,551	0,804	0,435	1,438	0,407	0,420
0,40	0,527	0,759	0,410	1,330	0,317	0,373
0,50	0,507	0,722	0,384	1,230	0,344	0,339
0,60	0,502	0,712	0,377	1,205	0,337	0,329

Горизонтальна  $V_x$  та вертикальна  $V_y$  складові швидкості частинок рідини з координатами  $x, y$  (початок координат на дні), мають значення [94]:

$$V_x = \frac{\omega}{k} \cdot \sum_{n=1}^5 G_n \frac{ch(nky)}{sh(nkh)} \cos n(kx - \omega t); \quad (3.4)$$

$$V_y = \frac{\omega}{k} \cdot \sum_{n=1}^5 G_n \frac{sh(nky)}{sh(nkh)} \sin n(kx - \omega t). \quad (3.5)$$

де

$$\left. \begin{aligned} G_1 &= a \cdot G_{11} + a^3 \cdot G_{13} + a^5 \cdot G_{15} \\ G_2 &= 2 \cdot (a^2 \cdot G_{22} + a^4 \cdot G_{24}) \\ G_3 &= 3 \cdot (a^3 \cdot G_{33} + a^5 \cdot G_{35}) \\ G_4 &= 4 \cdot a^4 \cdot G_{44} \\ G_5 &= 5 \cdot a^5 \cdot G_{55} \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

Тут  $G_{11}, G_{13}, G_{15}, G_{22}, G_{24}, G_{33}, G_{35}, G_{44}, G_{55}$  – параметри швидкості хвилі, залежні від  $k \cdot h$ . Їх значення зведені в таблиці 3.2

Таблиця 3.2 – Значення параметрів швидкості хвилі

$h/\lambda$	$G_{11}$	$G_{13}$	$G_{15}$	$G_{22}$	$G_{24}$	$G_{33}$	$G_{35}$	$G_{44}$	$G_{55}$
0,10	1,000	-7,394	-12,73	2,996	-48,14	5,942	-121,7	7,671	0,892
0,15	1,000	-2,320	-4,864	0,860	-0,907	0,310	2,843	-0,167	-0,257
0,20	1,000	-1,263	-2,266	0,326	0,680	-0,017	1,093	-0,044	0,006
0,25	1,000	-0,911	-1,415	0,154	0,673	-0,030	0,440	-0,005	0,005
0,30	1,000	-0,765	-1,077	0,076	0,601	-0,020	0,231	0,002	0,001
0,35	1,000	-0,696	-0,925	0,038	0,556	-0,012	0,152	0,002	0,000
0,40	1,000	-0,662	-0,850	0,020	0,528	-0,006	0,117	0,001	0,000
0,50	1,000	-0,635	-0,790	0,006	0,503	-0,002	0,092	0,000	0,000
0,60	1,000	-0,628	-0,777	0,002	0,502	-0,001	0,086	0,000	0,000

Співвідношення між коловою частотою і хвильовим числом має вигляд:

$$\omega^2 = g \cdot k \left( 1 + a^2 \cdot C_1 + a^4 \cdot C_2 \right) \cdot th(k \cdot h), \quad (3.7)$$

де  $C_1, C_2$  – параметри частоти хвилі, значення яких при різних співвідношеннях  $h/\lambda$  наведені в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Значення параметрів частоти хвилі і тиску

$h/\lambda$	$C_1$	$C_2$	$C_3$	$C_4$
0,10	8,791	383,7	-0,310	-0,060
0,15	2,646	19,82	-0,155	0,257
0,20	1,549	5,044	-0,082	0,077
0,25	1,229	2,568	-0,043	0,028
0,30	1,107	1,833	-0,023	0,010
0,35	1,055	1,532	-0,012	0,004
0,40	1,027	1,393	-0,007	0,002
0,50	1,008	1,283	-0,001	~0
0,60	1,002	1,240	-0,001	~0

Швидкість розповсюдження хвилі за теорією Стокса має значення

$$C = \frac{\omega}{k} = \sqrt{\frac{g}{k} \cdot (1 + a^2 C_1 + a^4 C_2)} \cdot th(kh). \quad (3.8)$$

Розрахунки для визначення швидкості частинок рідини по глибині акваторії показують, що дія хвиль передається на глибину до 20 м і більше.

### 3.2 Розрахунок складових прискорення хвиль

Після визначення складових ( $V_x$  і  $V_y$ ) швидкості частинок рідини можна знайти складові прискорення

$$\begin{aligned} a_x &= \frac{\partial v_x}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial v_x}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial v_x}{\partial y}; \\ a_y &= \frac{\partial v_y}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial v_y}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial v_y}{\partial y}. \end{aligned} \quad (3.9)$$

Введемо позначення коефіцієнтів складових швидкості частинок води у формулах швидкості  $V_x$  і  $V_y$ .

$$\left. \begin{aligned} U_n &= G_n \cdot \frac{ch(n \cdot k \cdot y)}{sh(n \cdot k \cdot h)} \\ V_n &= G_n \cdot \frac{sh(n \cdot k \cdot y)}{sh(n \cdot k \cdot h)} \end{aligned} \right\} \quad (3.10)$$

Після підстановки цих формул у вираз для складових прискорення (3.9) та проведення відповідних тригонометричних перетворень отримаємо:

$$a_x = \frac{k \cdot c^2}{2} \cdot \sum_{n=1}^5 R_n \cdot \sin(n \cdot (k \cdot x - \omega \cdot t)); \quad (3.11)$$

$$a_y = -\frac{k \cdot c^2}{2} \cdot \sum_{n=1}^5 S_n \cdot \cos(n \cdot (k \cdot x - \omega \cdot t)),$$

де

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= 2 \cdot U_1 - U_1 \cdot U_2 - U_2 \cdot U_3 - V_1 \cdot V_2 - V_2 \cdot V_3 \\ R_2 &= 4 \cdot U_2 - U_1^2 + V_1^2 - 2U_1 \cdot U_3 - 2V_1 \cdot V_3 \\ R_3 &= 6 \cdot U_3 - 3U_1 \cdot U_2 + 3V_1 \cdot V_2 - 3 \cdot U_1 \cdot U_4 - 3V_1 \cdot V_4 \\ R_4 &= 8 \cdot U_4 - 2 \cdot U_2^2 + 2 \cdot V_2^2 - 4 \cdot U_1 \cdot U_3 + 4V_1 \cdot V_3 \\ R_5 &= 10 \cdot U_5 - 5 \cdot U_1 \cdot U_4 - 5 \cdot U_2 \cdot U_3 + 5 \cdot V_1 \cdot V_4 + 5 \cdot V_2 \cdot V_3 \end{aligned} \right\}, \quad (3.12)$$

та

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= 2 \cdot V_1 - 3 \cdot U_1 \cdot V_2 - 3 \cdot U_2 \cdot V_1 - 5 \cdot U_2 \cdot V_3 - 5 \cdot U_3 \cdot V_2 \\ S_2 &= 4 \cdot V_2 - 4 \cdot U_1 \cdot V_3 - 4 \cdot U_3 \cdot V_1 \\ S_3 &= 6 \cdot V_3 - U_1 \cdot V_2 + U_2 \cdot V_1 - 5 \cdot U_1 \cdot V_4 - 5 \cdot U_4 \cdot V_1 \\ S_4 &= 8 \cdot V_4 - 2 \cdot U_1 \cdot V_3 + 2 \cdot U_3 \cdot V_1 + 4 \cdot U_2 \cdot V_2 \\ S_5 &= 10 \cdot V_5 - 3 \cdot U_1 \cdot V_4 + 3 \cdot U_4 \cdot V_1 - U_2 \cdot V_3 + U_3 \cdot V_2 \end{aligned} \right\}. \quad (3.13)$$

Отримані аналітичні залежності вказують на те, що хвилі мають вплив не тільки в зоні, близькій до денної поверхні, але і в самій рідині. Глибина впливу хвиль на напружений стан середовища визначається величиною їх основних параметрів, зокрема згідно з теорією хвиль їх дія поширюється на глибину, яка рівна половині довжини хвилі.

### 3.3 Розроблення параметричної моделі дії морських хвиль на розміту ділянку підводного трубопроводу

Під терміном "морські хвилі" (параметри хвиль вказані на рисунку 3.1) розуміють рух поверхні моря в нерегулярній послідовності горбів та западин.

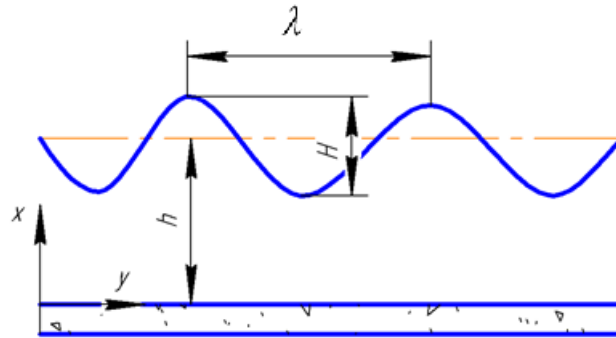


Рисунок 3.1 – Параметри хвиль

Вони пов'язані, насамперед, з впливом вітру на вільну поверхню води і тому досягають найбільшого розміру безпосередньо біля експлуатованої споруди в той час, коли там складаються штормові умови.

В інженерній практиці для розрахунку інтенсивності (сили) впливу хвиль на споруду зазвичай розглядають одиничну хвилю, викликану екстремальними штормовими умовами, або застосовують статистичну теорію хвиль за тих самих умов. В обох випадках треба встановити зв'язок між параметрами хвиль і їх швидкостями та прискореннями.

### 3.4 Моделювання коливань розмітої ділянки підводного трубопроводу під впливом хвильового навантаження

#### 3.4.1 Коливання ділянки підводного трубопроводу під дією морської течії

Для оцінки динамічного напружено-деформованого стану користуються схемою, зображеною на рисунку 3.2.

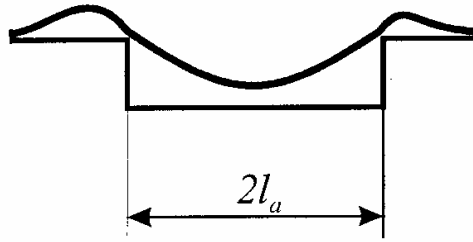


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема НДС при дії течій

Припустимо, що довжини розмитих ділянок малі порівняно з відстанями між ними (такий випадок є найбільш небезпечним). При описанні гідродинамічних зусиль скористаємося гіпотезою про вимушені коливання. Крім цього, будемо припускати, що швидкість придонної течії та гідродинамічні коефіцієнти сталі вздовж осі вільного прольоту. Розглянемо коливання вільних прольотів тільки у напрямі, перпендикулярному до прольоту. Це припущення виправдано, оскільки для глибоководних ділянок амплітуди вібрацій трубопроводу у площині потоку незначні з огляду на відносно малі швидкості придонних течій і відсутність хвильового навантаження.

Сумарний прогин вільної ділянки можна подати у вигляді суми статичного  $y_s(z)$  та динамічного  $y_d(z,t)$  прогинів. З урахуванням припущень рівняння пружної осі вільного прольоту при цьому набуде вигляду:

$$EI \frac{d^4 y_s}{dz^4} = q; \quad M \frac{\partial^2 y_d}{\partial t^2} + b \frac{\partial y_d}{\partial t} \left| \frac{\partial y_d}{\partial t} \right| + EI \frac{\partial^4 y_d}{\partial z^4} = F_{LK} \sin(\theta t), \quad (3.14)$$

де

$$M = m + 0.25 C_i \rho_g \pi D^2, \quad b = 0.5 C_v \rho_g D, \quad F_{LK} = 0.5 C_y \rho_g D U^2. \quad (3.15)$$

$E$  – модуль пружності матеріалу трубопроводу, Па;

$I$  – момент інерції поперечного перерізу труби, м<sup>4</sup>;



$q$  та  $m$  – погонна вага у воді та маса труб з урахуванням транспортованого продукту, Н та кг;

$\rho_g$  – густина води, кг/м<sup>3</sup>;

$D$  – зовнішній діаметр трубопроводу, м;

$C_i$ ,  $C_v$  та  $C_y$  – відповідно інерційний, швидкісний та підйомний коефіцієнти.

Для практичних розрахунків приймаємо  $C_i=1.0$ ,  $C_v=2$ ,  $C_y=0.8$ . Значення кругової частоти зриву  $\theta$  задаємо у вигляді:

$$\theta = \begin{cases} \frac{2 \cdot \pi \cdot Sh \cdot U}{D}, & U < U_*; \\ \Omega, & U_* \leq U \leq U_{**}; \end{cases} \quad (3.16)$$

де  $\Omega$  – перша власна частота згинаючих коливань вільного прольоту;

$U_*$  і  $U_{**}$  – відповідні критичні швидкості області синхронізації вихорів,

$Sh$  – число Струхалія:

$$\Omega = \frac{\pi^2}{4 \cdot L^2} \sqrt{\frac{E \cdot I \cdot (1 + \delta)}{M}}, \quad \delta = \frac{N \cdot L^2}{\pi^2 \cdot E \cdot I}, \quad U_* = \frac{\Omega \cdot D}{2 \cdot \pi \cdot Sh}, \quad U_{**} \approx 1.3 \cdot U_*, \quad (3.17)$$

де  $L$  – півдовжина вільного прольоту,

$Sh=0.2$ .

Будемо вважати, що ґрунт є твердою основою, а точки дотику при згині не змінюють свого положення відносно поздовжньої координати. Тоді граничні умови для рівнянь (3.14) набудуть вигляду:

$$\left. \frac{d^2 y_s}{dx^2} \right|_{x=\pm L} = \left. \frac{\partial^2 y_d}{\partial x^2} \right|_{x=\pm L} = 0, \quad y_s|_{x=\pm L} = y_d|_{x=\pm L} = 0. \quad (3.18)$$

Розв'язок другого з рівнянь (3.14) може бути знайдено тільки чисельно. Наближений розв'язок системи (3.14)-(3.18) можна подати у такому вигляді:

$$y_s(x) \approx \frac{q(x^4 - 6 \cdot L^2 \cdot x^2 + 5 \cdot L^4)}{24 \cdot E \cdot I \cdot (1 + \delta)}, \quad y_d(x, t) \approx f \cdot \sin(\theta \cdot t + \varphi_0) \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot x}{2 \cdot L}\right), \quad (3.19)$$

$$f^2 \left( (\Omega^2 - \theta^2)^2 + \varepsilon^2 \cdot \theta^4 \cdot f^2 \right) = R^2, \quad \operatorname{tg} \varphi_0 = -\frac{\varepsilon \cdot \theta^2 \cdot f}{\Omega^2 - \theta^2},$$

де

$$\varepsilon = \left( \frac{8}{3 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{b}{M}, \quad R = \frac{4 \cdot F_{LK}}{\pi \cdot M}. \quad (3.20)$$

Розв'язок (3.19)-(3.20) можна використовувати при  $\delta > -1$  і частотах зриву вихорів, менших за другу власну частоту згинаючих коливань вільного прольоту  $\omega_2 = \frac{61.62}{l^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{m}}$ . В інших випадках слід користуватися чисельним розрахунком на ПК.

### 3.4.2 Коливання розмитої ділянки підводного трубопроводу під дією морських хвиль

Будемо розглядати трубопровід на розмитій ділянці, не захищений від дії хвиль. Вважатимемо, що:

1. податливість ґрунту відсутня, тобто трубопровід на кінцях є жорстко закріплений (рис. 3.3);
2. напрямок хвилі – перпендикулярний до осі трубопроводу;
3. такий варіант є найбільш небезпечний з точки зору виникнення максимальних напружень при коливаннях.

Визначаються найбільш суттєві фактори, що впливають на надійність трубопроводу, та вплив зміни проектних параметрів трубопроводу на значення показників механічної надійності.

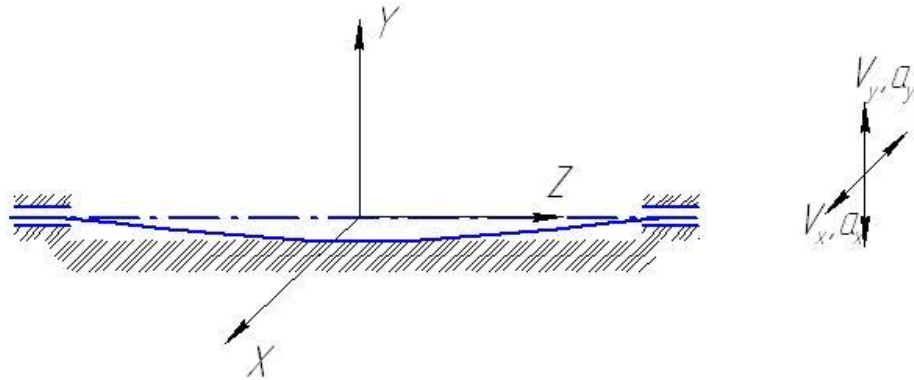


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема підводного трубопроводу при дії хвиль.

### Горизонтальні коливання

Вимушені коливання трубопроводу на розмитій ділянці в горизонтальній площині під дією морських хвиль описуються рівнянням:

$$EI \frac{\partial^4 x(z,t)}{\partial z^4} + m \frac{\partial^2 x(z,t)}{\partial t^2} + \frac{1}{4} C_i \rho \pi D^2 \left( \frac{\partial^2 x(z,t)}{\partial t^2} - a_x(t) \right) + \frac{1}{2} C_v \rho D \left( \frac{\partial x(z,t)}{\partial t} - v_x(t) \right) \left( \left| \frac{\partial x(z,t)}{\partial t} - v_x(t) \right| \right) = 0 \quad (3.21)$$

з відповідними граничними умовами

$$y(x,0) = 0; \quad y(-L, t) = y(L, t) = 0; \quad y'(-L, 0) = y'(L, 0) = 0; \quad y''(x,0) = 0.$$

### Вертикальні коливання

Вимушені коливання розмитої ділянки трубопроводу у вертикальній площині під дією течій описуються рівнянням:

$$EI \frac{\partial^4 y(z,t)}{\partial z^4} + m \frac{\partial^2 y(z,t)}{\partial t^2} + \frac{1}{4} C_i \rho \pi D^2 \left( \frac{\partial^2 y(z,t)}{\partial t^2} - a_y(t) \right) +$$

$$(3.22)$$

$$+ \frac{1}{2} C_y \rho D \left( \frac{\partial y(z,t)}{\partial t} - v_y(z,t) \right) \left( \left| \frac{\partial y(z,t)}{\partial t} - v_y(z,t) \right| \right) + \frac{1}{2} C_x \rho D \left( \frac{\partial x(z,t)}{\partial t} - v_x(t) \right)^2 = 0$$

з граничними умовами, аналогічними як для горизонтальних коливань.

У формулі вертикальних коливань останній доданок враховує дію виштовхуючої сили води на підводний трубопровід. Це дасть змогу більш точно розрахувати навантаження на підводний трубопровід в процесі коливань і більш точно оцінити його довговічність.

*Наведемо приклад розрахунку.*

Для прикладу взяті наступні вхідні дані:

- висота хвилі  $H=6$  м,
- глибина акваторії  $h=20$  м,
- період хвиль  $\tau=10$  с,
- висота трубопроводу над дном  $y=0.5$  м,
- діаметр трубопроводу  $D=325$  мм,
- товщина стінки  $\delta=16$  мм,
- довжина розмитої ділянки  $50$  м,
- маса  $1$  м труби з урахуванням перекачуваного продукту (нафта)

$m=106$  кг.

На рисунку 3.4, а зображено максимальне відхилення, а на 3.4, б – мінімальне відхилення осі розмитої ділянки трубопроводу у вертикальній площині. На рисунку 3.5, а зображено максимальне відхилення, а на 3.5, б – мінімальне відхилення осі розмитої ділянки трубопроводу у горизонтальній площині з врахуванням виштовхуючої сили. На рисунку 3.6, а зображено максимальне відхилення, а на 3.6, б – мінімальне відхилення осі розмитої ділянки трубопроводу у горизонтальній площині з врахуванням виштовхуючої сили.

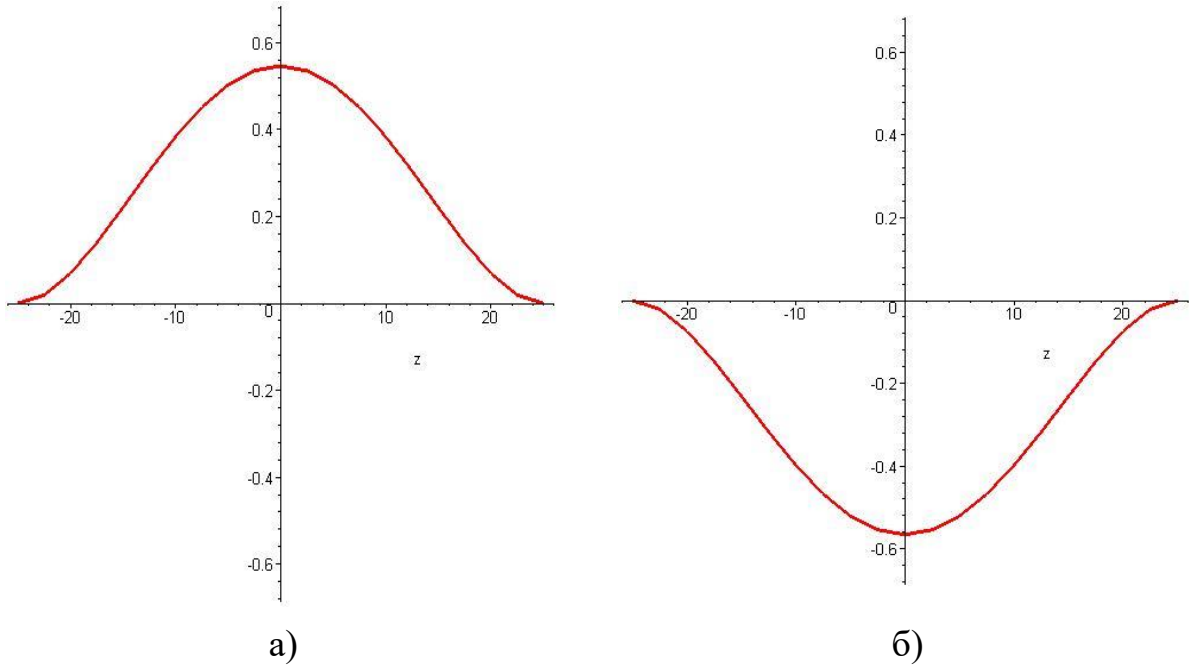


Рисунок 3.4 – Коливання трубопроводу у горизонтальній площині:  
а) максимальне відхилення, б) мінімальне відхилення

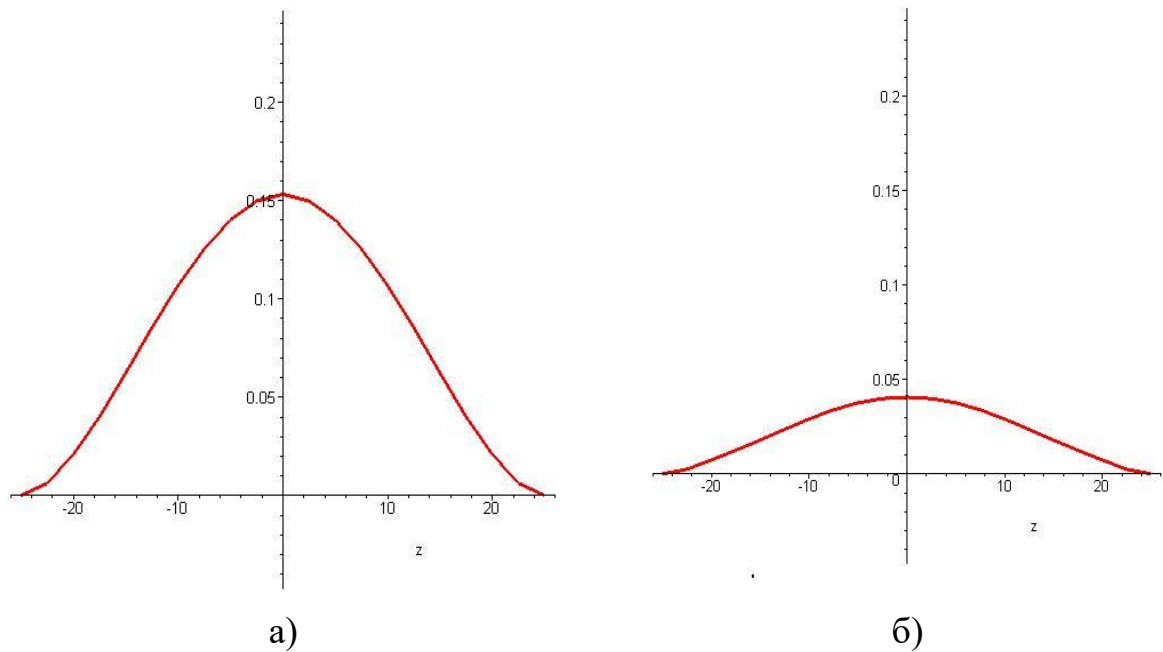


Рисунок 3.5 – Коливання трубопроводу у вертикальній площині з  
урахуванням виштовхуючої сили: а) максимальне відхилення, б) мінімальне  
відхилення

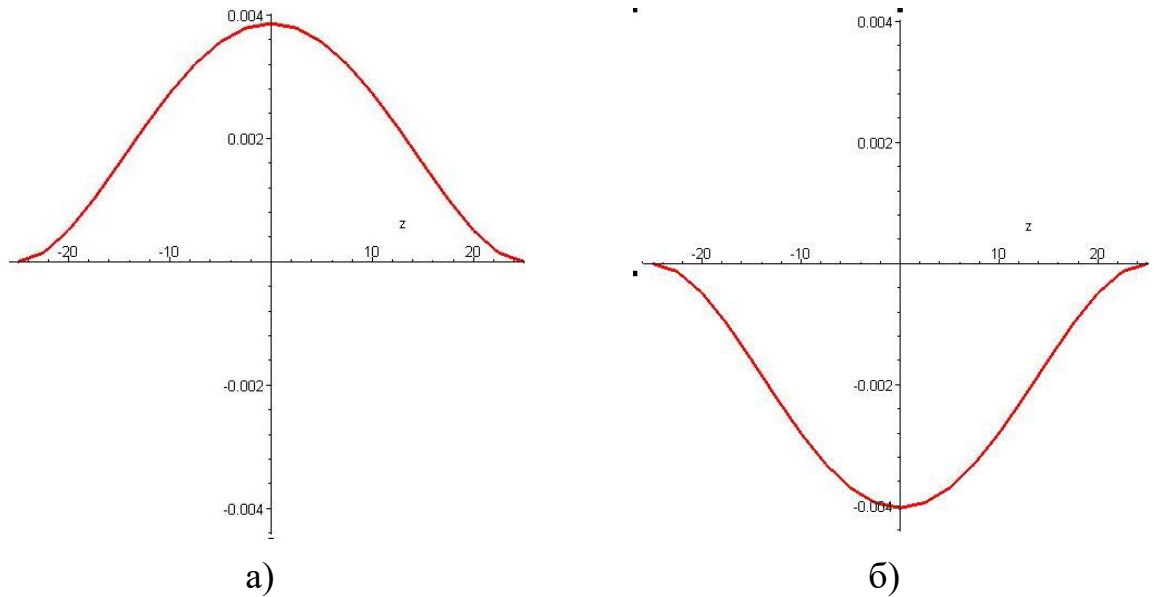


Рисунок 3.6 – Коливання трубопроводу у вертикальній площині без урахування виштовхуючої сили: а) максимальне відхилення, б) мінімальне відхилення

З графіків побудованих за формулою Морісона та запропонованою формулою видно, що врахування виштовхувальної сили суттєво змінює амплітуду коливання трубопроводу, а отже і напруження, які виникають у його тілі.

Отже, при розрахунках трубопроводів на довговічність доцільно використовувати запропоноване рівняння (3.22) для вертикальних коливань підводного трубопроводу.

### 3.5 Оцінка параметрів циклічного навантажування підводного трубопроводу за розробленою методикою

Внаслідок власних динамічних коливань на розмитій ділянці трубопроводу виникають напруження згину [95]. Циклічний характер коливань спричиняє накопичення втомних пошкоджень в трубопроводі, що може призвести до його руйнування. Для прогнозування довговічності та залишкового ресурсу ділянки трубопроводу під дією течії чи хвиль необхідно

знати параметри циклів напружень у його найбільш навантаженому перерізі, а саме: частоту коливань  $w$ , амплітуду  $\sigma_a$  і коефіцієнт асиметрії  $R$ . Частота коливань збігається з частотами зриву вихрів при дії течії або хвиль при хвильовому навантаженні. Оскільки рівняння коливань трубопроводу під дією хвиль не розв'язуються в аналітичному вигляді параметрів  $\sigma_a$  і  $R$  необхідно визначати за результатами чисельного розв'язку рівнянь вимушених коливань трубопроводу (3.21, 3.22) у вигляді дискретних значень координат пружної осі  $x(z_i, t_i)$ ,  $y(z_i, t_i)$ . Задача вирішується за реалізованою у вигляді спеціальної програми методикою. Програма складається з таких етапів (модулів):

1. Визначення часу  $t_j$ , при якому прогин на середині вільного прольоту приймає максимальне значення.

2. Поліномна апроксимація пружної лінії трубопроводу при  $t = t_j$  у вигляді  $x = f_1(z)$ ,  $y = f_2(z)$ .

3. Визначення функції максимальних напружень згину в площинах  $xz$ ,  $yz$  у вигляді  $\sigma_{\max_{x,y}} = 0.5EDf''(z)$ .

4. Визначення максимальної амплітуди циклу  $\sigma_a$  і небезпечного перерізу  $z_j$  у відповідності з умовою  $\sigma_a(z_j) = \max \sqrt{\sigma_{\max_x}^2(z_j) + \sigma_{\max_y}^2(z_j)}$ .

5. Визначення коефіцієнта асиметрії циклу напружень у небезпечному перерізі  $R$  за рівнянням  $R = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a}$ ,

де  $\sigma_m$  – статичне напруження в небезпечному перерізі, визначене за формулою

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_{\kappa\iota}^2 + \sigma^2 - \sigma_{\kappa\iota} \cdot \sigma}, \quad (3.23)$$

де  $\sigma_{\kappa\iota} = \frac{(p_i - p_o) \cdot D}{2 \cdot \delta}$  – кільцеве напруження, МПа;

$p_i$  – внутрішній тиск, МПа;

$p_o = \rho \cdot g \cdot h \cdot 10^{-6}$  – зовнішній тиск, МПа;

$$\sigma = \frac{4}{3} \cdot \frac{q \cdot L}{\pi \cdot D^2 \cdot \delta}$$
 – максимальне статичне напруження згину в небезпечному перерізі, МПа.

Для прикладу розглянемо коливання трубопроводу на розмитій ділянці під дією морських хвиль.

Вихідні дані:

- діаметр трубопроводу 325 мм товщина стінки  $\delta=16$  мм, матеріал сталь 20
- глибина акваторії  $h=20$  м;
- відстань від осі трубопроводу до дна на розмитій ділянці  $h_1 = 0.5$  м;
- довжина розмитої ділянки  $L=50$  м;
- параметри кривої втоми трубопроводу: абсциса точки зламу кривої втоми  $N_0 = 2.0866 \cdot 10^6$ , границя витривалості за симетричного циклу  $\sigma_{-1} = 71.5249$  МПа,  $V = 19.69$  МПа.

Розподіл хвиль на даній ділянці показана в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 – Розподіл хвиль в північно-західній частині Чорного моря

Період хвиль $\bar{\tau}$ , с	Висота хвиль H, м	Повторюваність P, %
7	0,5	40,5
7	1	40,25
7	1,5	13,5
7	2	3,5
7	2,5	1,4875
7	3	0,3875
10	3,5	0,1825
10	4	0,1175
10	4,5	0,04
10	5	0,015
10	5,5	0,005
10	6	0,004
10	6,5	0,0035



Результати розрахунків зберігаються для подальшого використання.

Розрахунок проводимо за такими етапами

1. Розрахунки для визначення коливання трубопроводу та циклічних напружень.

Вихідні дані:

- модуль пружності  $E = 2.15 \cdot 10^{11}$  Па;
- маса 1 м труби з урахуванням ваги перекачуваного продукту  $m=106$  кг.
- момент інерції перерізу трубопроводу

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - (D - 2 \cdot \delta)^4) = 1.858 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4 \setminus$$

- момент опору перерізу трубопроводу

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(D^4 - (D - 2 \cdot \delta)^4)}{D} = 1.14 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

- інерційний, швидкісний та підйомний коефіцієнти  $C_i=1$ ,  $C_v=2$ ,  $C_y=0.8$ ;
- густина води  $\rho=1015$  кг/м<sup>3</sup>.

Розрахунок швидкості та прискорення частинок води на глибині залягання трубопроводу, розрахунок проводимо за рівняннями (4), (5), (9) з урахуванням умови  $y=0.5$  м. Для кожного ступеня (таблиця 3.4).

Для прикладу визначаємо напруження, викликані провисанням трубопроводу на розмитій ділянці  $\sigma_{ycm} = \frac{m \cdot g \cdot L^2}{12 \cdot W_x} = 189.2$  МПа.

Напруження, викликані горизонтальними і вертикальними коливаннями, визначаємо за алгоритмом п 3.3 з допомогою розробленої програми. Результати розрахунку зведені в таблиці 3.5.

Таблиця 3.5 – Напруження, викликані горизонтальними і вертикальними коливаннями

Висота хвиль Н, м	$\sigma_x$ , МПа	$\sigma_{y_{max}}$	$\sigma_{y_{min}}$
0,5	10,4	0,7	-0,7
1	21,1	2,1	-1,6
1,5	32,8	2	-2,7
2	48,8	6,9	-4
2,5	66,4	9,7	-5,7
3	85,2	13,5	-7,5
3,5	117,6	34,0	1,7
4	146,1	49,5	0,7
4,5	176,2	62,2	-0,6
5	207,5	75,7	-2,3
5,5	239,7	89,8	-3
6	272,4	102	-6,5
6,5	305,2	106,8	-8,8

## 2. Розрахунок блоку еквівалентних напружень

У зв'язку з двовісністю напруженого стану, зводимо напруження до максимального з умови одержання максимальних амплітуд для найбільш руйнівної ступені блоку ( $\tau=6.5$  м).

Розрахункова схема зведення амплітуди та середнього напруження показана на рисунку 3.7.

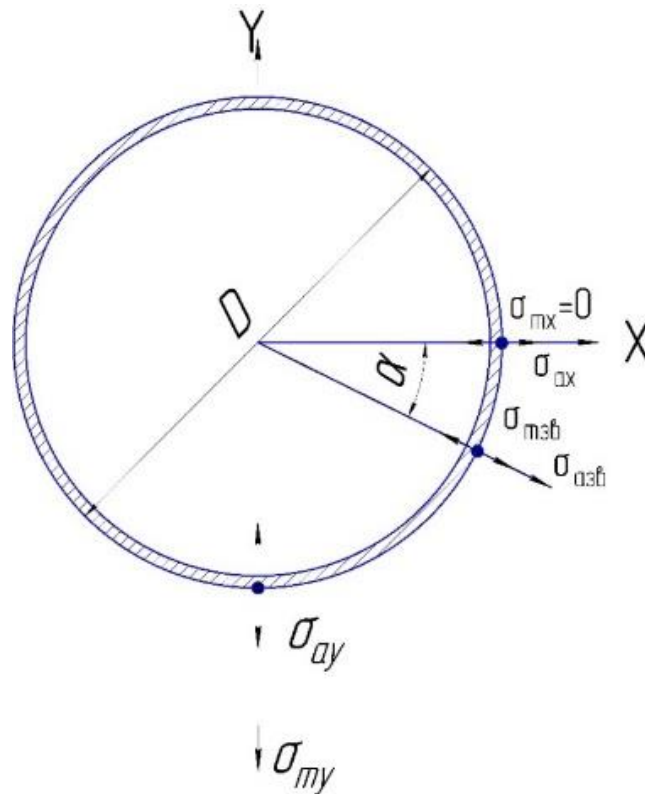


Рисунок 3.7 – Розрахункова схема зведення амплітуди та середнього напруження.

На рисунку 3.4 приведені такі позначення (значення  $\sigma_x$ ,  $\sigma_{ymin}$ ,  $\sigma_{ymax}$  з таблиці 3.5 при  $\tau=6.5$  м),

$$\sigma_{ax} = 305.2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{ay} = \frac{\sigma_{ymax} - \sigma_{ymin}}{2} = \frac{106.8 + 8.8}{2} = 57.8 \text{ МПа}; \quad (3.24)$$

$$\sigma_{my} = \sigma_{mcm} + \frac{\sigma_{ymax} + \sigma_{ymin}}{2},$$

де  $\sigma_{mcm}$  – статичне напруження від дії власної ваги трубопроводу на ділянці,

що провисає.  $\sigma_{cm} = 189.2 \text{ МПа}$   $\sigma_{my} = 189.2 + \frac{106.8 - 8.8}{2} = 238.2 \text{ МПа}$ .

З умови отримання максимальної амплітуди

$$\alpha = \arctg\left(\frac{\sigma_{ay}}{\sigma_{ax}}\right) = 0.187(\text{рад}) = \frac{0.187 \cdot 180}{3.14} = 10.71^\circ, \quad (3.25)$$

$$\sigma_{a36} = \sigma_{ax} \cos(\alpha) + \sigma_{ay} \sin(\alpha),$$

Коефіцієнт асиметрії  $r_{36} = \frac{\sigma_{my} \cdot \sin(\alpha) - \sigma_{a33}}{\sigma_{my} \cdot \sin(\alpha) + \sigma_{a36}}$ . Розрахунки зводимо в

таблицю 3.6.

Таблиця 3.6 – Параметри блоку напружень

Номер ступені в блоці, і	Висота хвиль Н, м	$\sigma_{a36}$	$\sigma_{екв}$ , МПа	$r_{36i}$	n, циклів/рік
1	6,5	310,6	319,5	-0,75	110
2	6	277,9	286,6	-0,73	126
3	5,5	243	252,9	-0,70	158
4	5	211,1	219,4	-0,67	473
5	4,5	178,9	187,0	-0,63	1261
6	4	148,1	156,0	-0,58	3705
7	3,5	118,5	126,2	-0,51	5755
8	3	85,7	92,9	-0,41	17457
9	2,5	66,7	73,9	-0,30	67014
10	2	49,0	56,1	-0,16	157680
11	1,5	32,9	39,9	0,03	608194
12	1	21,1	28,1	0,25	1813320
13	0,5	10,3	17,4	0,55	1824583

$\sigma_{-1} = 71.5249$ ,  $V = 19.69$  МПа,  $N_0 = 2086600$  циклів

$$P_{ec} = \frac{1}{\sum \frac{n_i}{N_i}}; \quad (3.26)$$

$$N_i = N_0 \cdot \ln \left( 1 + \left( \exp \frac{\sigma_i - \sigma_{-1}}{V} - 1 \right)^{-1} \right). \quad (3.27)$$

З урахуванням впливу ураганних хвиль довговічність становить 18 діб, без урахування – 12 років.

### **3.6 Розроблення пристроїв для герметизації та зміцнення дефектних ділянок трубопроводів**

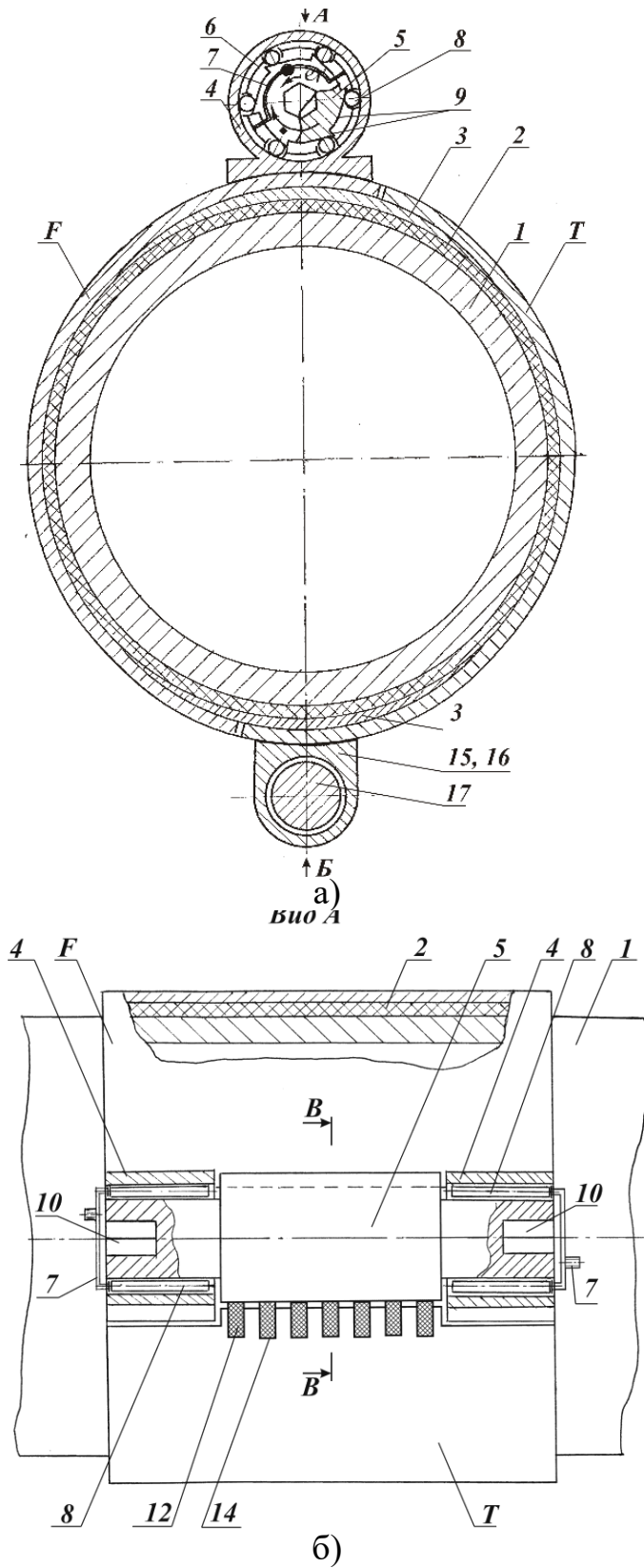
#### **3.6.1 Пристрій для герметизації та зміцнення трубопроводу**

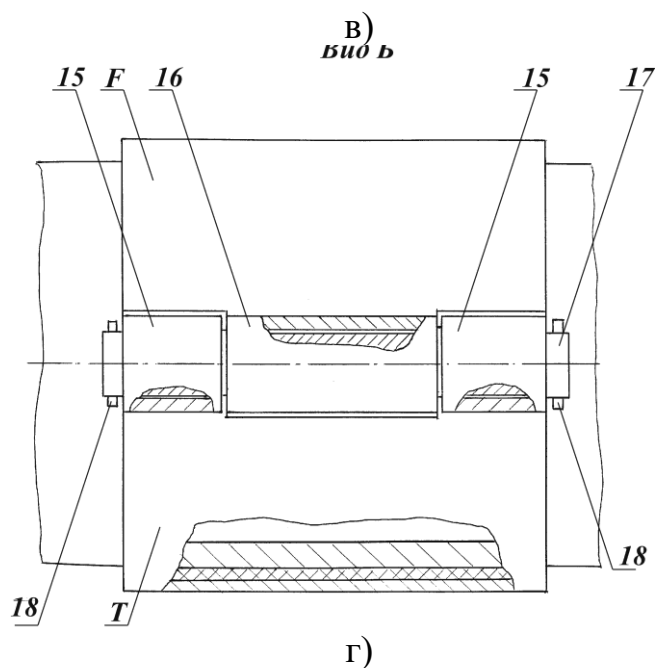
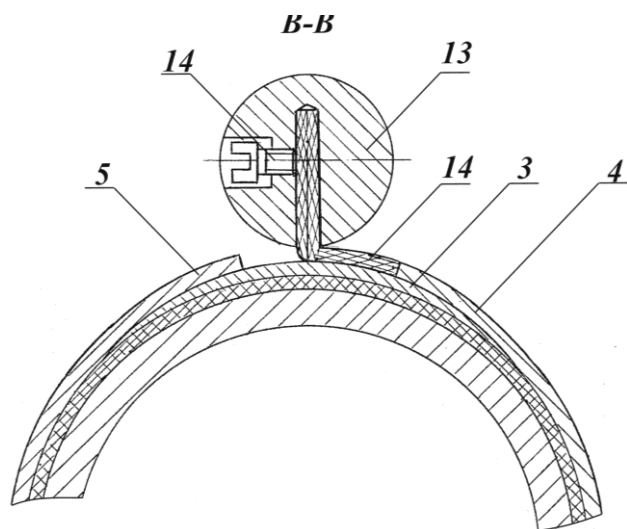
Для забезпечення безаварійної експлуатації підводних трубопроводів затрачаються значні кошти. Розглянуті у розділі 1 існуючі способи ремонту трубопроводів мають такі недоліки:

- необхідність виконання вогневих робіт;
- неможливість введення епоксидного наповнювача під високим тиском у зону контакту трубопроводу і бандажу;
- нерівномірність обтискання трубопроводу бандажем (неможливість повного перекриття по периметру через конструктивні особливості вузла затягування);
- послаблення натягу бандажу при довготривалих вібраційних навантаженнях.

Виходячи з наведених недоліків, щоб уникнути нещасних випадків під час ремонту пошкодженої ділянки трубопроводу без зупинки його роботи, слід виключити вогневі роботи. Тому використання бандажів, що встановлюються на трубопровід за допомогою роз'ємних з'єднань – муфт, є найбільш доцільним.

Проаналізувавши конструкції існуючих муфт встановлено, що вони мають ряд недоліків [96, 97]. Натомість для герметизації та зміцнення трубопроводу пропонується конструкція муфти, зображена на рис. 3.8 [98].





- 1 – трубопровід; 2 – протекторна прокладка; 3 – сталеві серпоподібні підкладки; 4 – статор; 5 – ротор; 6 – сепаратор; 7 – поводок; 8 – ролики; 9 – шестигранні зубчасті поверхні; 10 – грановані внутрішні поверхні під динамометричні ключі; 11 – отвори; 12 – трос; 13 – стопорний гвинт; 14 – пази; 15 – торцьова втулка; 16 – втулки; 17 – вісь; 18 – штифт

Рисунок 3.8 – Конструкція муфти

Муфта працює наступним чином. За допомогою зварного з'єднання статор 4 закріплюють до стрічки F. Кінці тросів 12 встановлюють в пази 14

металевої стрічки Т, де їх приварюють. Протилежні кінці тросів 12 закріплюють в отворах 11 ротора 5 стопорними гвинтами 13. Потім з'єднують частини металевої стрічки F і Т за допомогою шарнірного вузла шляхом установлення осі 17 у втулки 15 і 16 і фіксують штифтами 18 з обох кінців. З'єднану металеву стрічку шарнірним вузлом встановлюють на дефектне місце трубопроводу 1, попередньо зафіксувавши на трубопроводі протекторну прокладку 2. Між протекторною прокладкою 2 і металевою стрічкою у місці установки шарнірного вузла і механізму натягу стрічки встановлюються сталеві підкладки 3. Динамометричними ключами, встановленими у отвори 10, провертають ротор 5 у напрямі стрілки  $\omega$  в статорі 4. Досягнувши розрахункового моменту натягу стрічки, фіксують ротор 5 відносно статора 4 шляхом введення в клин роликів 8 між статором 4 і шестигранними зубчастими поверхнями 9, виконаними у роторі 5, за рахунок повороту сепараторів 6 повідком 7 також у напрямі стрілки  $\varphi$ .

Особливістю розгляненої мутфи є те, що при її застосуванні забезпечується точне значення розрахункової та контрольної сил за рахунок використання сталевих серпоподібних прокладок 3. При цьому відбувається рівномірний обтиск трубопроводу по периметру, що забезпечує надійну герметизацію і зміцнення дефектної ділянки трубопроводу.

### 3.6.2 Пристрій для герметизації наскрізних дефектів трубопроводу

Поставлену задачу вдосконалити пристрій для герметизації наскрізних дефектів у трубопроводі, виходячи з можливості надійного, швидкого та безпечного монтажу пристрою на трубопроводі без пониження тиску в ньому та використання даного пристрою для герметизації наскрізних дефектів як близьких за формою до кола, так і поздовжніх тріщин в трубопроводі.

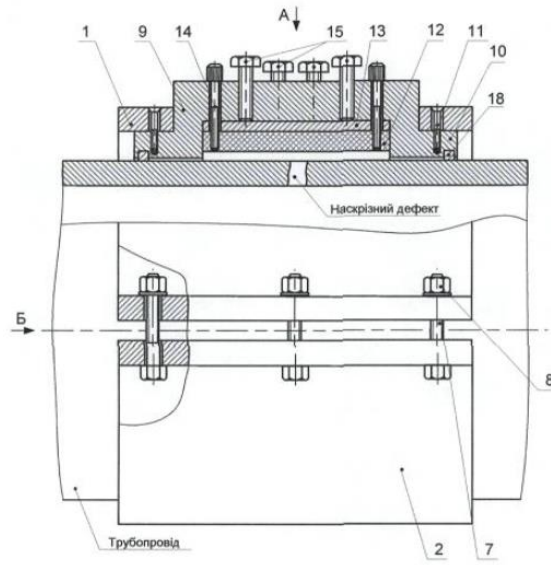
Для цього розглянено пристрій, який містить гвинтовий притискний механізм, що включає корпус, в якому розміщені пружне ущільнення і притискна пластина, а в тілі корпусу виконані гвинтові отвори, в яких



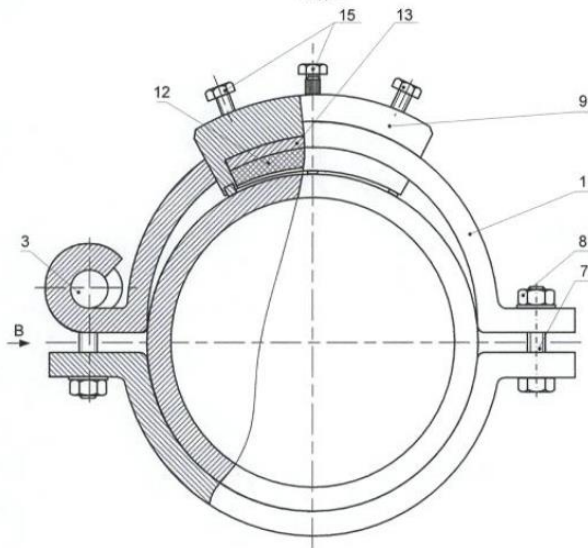
знаходяться силові гвинти, що взаємодіють з притискною пластиною. Корпус гвинтового притискного механізму зацемлений нерухомо у верхній частині обтискного хомута, яка односторонньо з'єднана шарнірним вузлом, а з другої сторони болтовим кріпленням з нижньою частиною, а гвинтові отвори в корпусі з силовими гвинтами розміщені по контуру в формі кола або овалу, орієнтованого великою віссю в напрямку поширення дефекту в трубопроводі, причому в нижній частині корпусу в контакт з поверхнею трубопроводу виконані шипи з матеріалу, який запобігає утворенню іскри, а крайнє верхнє положення пружного ущільнення з притискною пластиною фіксується в корпусі гвинтовою підвіскою.

Використання системи гвинтової підвіски пружного ущільнення дозволяє переміщувати пристрій до місця наскрізного дефекту, не перекриваючи повністю витік крізь нього продукту транспортування до моменту центрування пружного ущільнення. Після точного встановлення пружного ущільнення над дефектом система гвинтової підвіски переміщає пружне ущільнення в крайнє нижнє положення і силовими гвинтами притискається до контуру дефекту, щільно перекриваючи витік продукту.

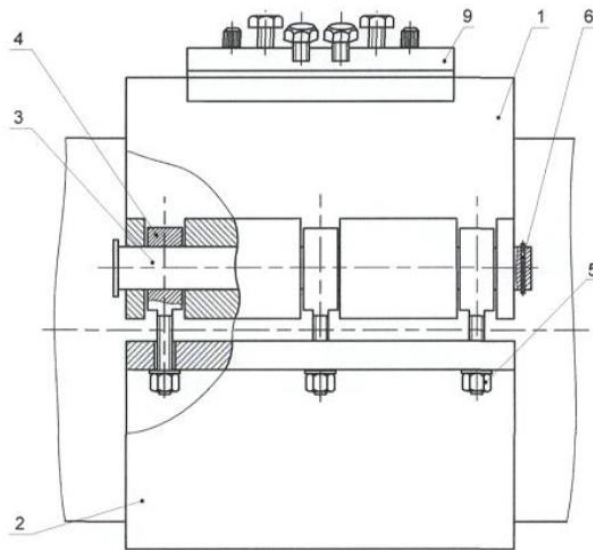
Встановлення шипів у корпусі гвинтового притискного механізму запобігає іскровому спалахуванню (наприклад газу) в зоні наскрізного дефекту внаслідок тертя корпусу до поверхні трубопроводу під час переміщення, а виконання гвинтових отворів у корпусі по колу і овалу дає можливість сконцентрувати оптимальне силове поле на притискну пластину, підвищити надійність герметизації наскрізного дефекту різної конфігурації.



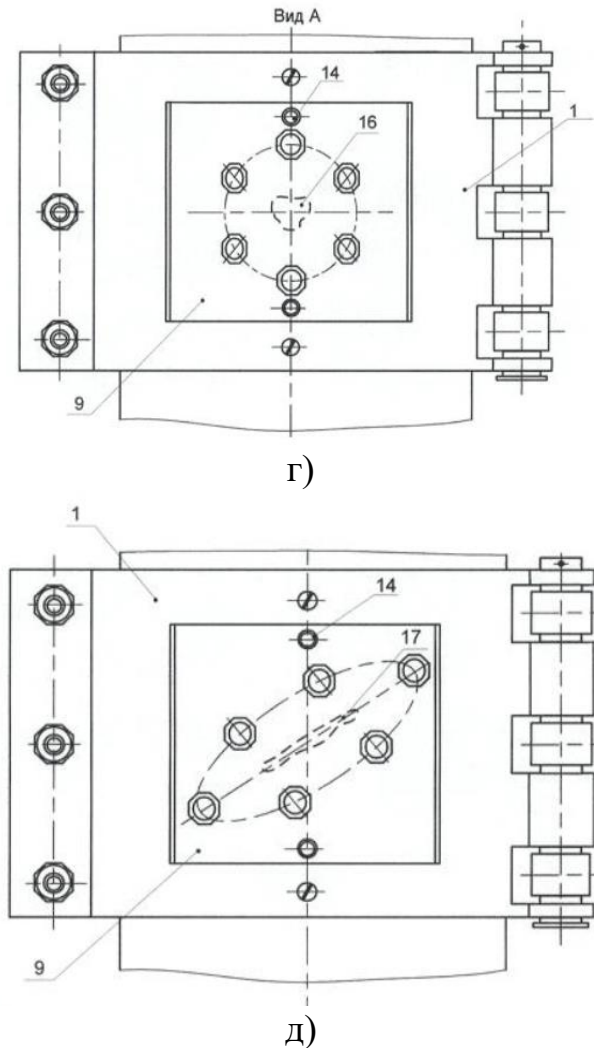
а)



б)



в)



а) – загальний вигляд; б) – вид Б; в) – вид В; г, д) – вид А для округлого і видовженого дефектів відповідно;

1 – верхня частина; 2 – нижня частина; 3 – вісь; 4 – провушина; 5 – гайка;  
 6 – штифт; 7 – болт; 8 – гайка; 9 – корпус; 10 – уступ; 11 – гвинт;  
 12 – ущільнення; 13 – пластина; 14 – гвинт; 15 – силові гвинти;  
 16 – наскрізний дефект; 17 – поздовжній дефект; 18 – шипи

Рисунок 3.9 – Пристрій для герметизації наскрізних дефектів трубопроводу

Пристрій складається з обтискного хомута, верхня 1 та нижня 2 частини якого з'єднані шарнірним вузлом (рис. 3.9 б, в, г, д) та болтовим кріпленням. Шарнірний вузол, який складається з осі 3, болтів з провушинами 4 та гайками 5, односторонньо з'єднує верхню частину 1 хомута з його нижньою частиною 2. Вісь 3 шарнірного вузла зафіксована штифтом 6. З другої сторони

хомута виконано болтове кріплення верхньої частини 1 та нижньої частини 2 за допомогою болтів 7 та гайок 8.

В верхній частині 1 обтискного хомута виконано отвір в якому змонтовано корпус 9 гвинтового притискного механізму (рис. а, б, в), який защемлений консольно уступами 10 в верхній частині обтискного хомута та зафіксований нерухомо гвинтами 11.

У внутрішній порожнині корпусу 9 гвинтовою підвіскою зафіксовані пружне ущільнення 12 з металевою притисковою пластиною 13 відносно корпусу 9 з допомогою гвинтів 14. Гвинтовий притискний механізм складається з корпусу 9, в якому виконані гвинтові нарізки, в яких розміщені силові гвинти 15. Нарізка гвинтових отворів (рис. г, д) може бути виконана по контуру в формі кола (при наскрізному дефекті 16 в трубопроводі круглої форми) або по контуру овалу (для випадку поздовжнього дефекту 17; при цьому велика вісь овалу орієнтована в напрямку поширення дефекту).

В нижній частині корпусу 9 в уступах 10 вмонтовані шипи 18, виготовлені з матеріалу, який запобігає утворенню іскри при переміщенні пристрою і його орієнтуванню до центру наскрізного дефекту на трубопроводі.

Пристрій для герметизації наскрізних дефектів трубопроводу працює наступним чином. Притискний механізм встановлюють у верхню частину 1 обтискного хомута та фіксують гвинтами 11. Пружне ущільнення 12 разом із притислою пластиною 13 гвинтами 14 переміщується в крайнє верхнє положення в корпусі 9. Попередньо в корпус 9 гвинтового притискного механізму вкручують силові гвинти 15 без дотискання. Верхню частину 1 обтискного хомута та нижню частину 2 з'єднують шарнірним вузлом.

У прорізи верхньої частини 1 обтискного хомута встановлюють болти з провусинами 4 і через них наскрізно монтують вісь 3 шарнірного вузла, фіксуючи її торець штифтом 6. Болтами з провусинами 4 та гайками 5 з'єднують хомут. Встановивши пристрій на місце дефекту, шляхом пересування по трубопроводу, фіксують його хомутом з допомогою болтового

кріплення болтами 7 та гайками 8. За допомогою гвинтової підвіски переміщаємо пружне ущільнення 12 з притискною пластиною 13 гвинтами 14 в крайнє нижнє положення до дефекту. Шляхом рiвномiрного загвинчування силових гвинтiв 15, якi взаємодiють з притискною пластиною 13, надiйно затискаємо пружне ущільнення 12, герметизуючи наскрізний дефект.

Використання даного пристрою забезпечує його надійну фіксацію на трубопроводі, підвищує безпеку проведення робіт по усуненню витoku вибухонебезпечного продукту транспортування. Гвинтовий притискний механiзм створює активне притискне силове поле на пружне ущільнення, надiйно герметизуючи наскрізний дефект в трубопроводі, iз використанням рiзної конфiгурацiї розмiщення силових гвинтiв, в залежностi вiд форми дефекту.

Пристрiй призначений для ремонту дiючих трубопроводiв, а саме для їх герметизацiї з метою лiквiдацiї витoku продукту транспортування на термiн до наступного капiтального ремонту даної дiлянки трубопроводу.

### **Висновки до роздiлу 3**

Для оцiнки впливу експлуатацiйних факторiв, що дiють на розмиту дiлянку пiдводного трубопроводу, розглянуто теорiю хвиль кiнцевої амплiтуди. На основi даної теорiї розроблено методику оцiнки фактичної навантаженостi i прогнозування залишкового ресурсу пiдводного трубопроводу, яка враховує сумарну дiю горизонтальних та вертикальних складових швидкостi та прискорення частинок рiдини.

Враховано вплив морських хвиль на коливання розмитої дiлянки пiдводного трубопроводу, а саме дiю виштовхуючої сили води. Що дало змогу бiльш точно розрахувати навантаження на пiдводний трубопровiд пiд час коливних процесiв i тим самим краще оцiнити його довговiчностi.

Використовуючи розроблену методику оцiнки параметрiв циклiчного навантажування пiдводного трубопроводу, отримано величину довговiчностi

яка становить 18 діб з урахуванням впливу ураганних хвиль або 12 років – без його урахування.

Запропоновано та розроблено конструкції пристроїв для герметизації та зміцнення дефектних ділянок трубопроводів. Застосування цих пристроїв дасть змогу подовжити термін експлуатації пошкоджених трубопроводів без застосування для їх ремонту вогневих робіт.

## 4 ЕКПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ТРУБОПРОВОДІВ

### 4.1 Оцінки тріщиностійкості матеріалу трубопроводу

Використовуючи положення механіки руйнування, можна із деякою точністю визначити швидкість розвитку тріщини, оцінити здатність матеріалу чинити опір подальшому її поширенню і прогнозувати довговічність пошкодженої конструкції.

З метою визначення характеристик опору поширенню втомних тріщин проведено дослідження зразків матеріалу трубопроводу згідно методи, що розглядалася (детально описана) у розділі 2, на тріщиностійкість (таблиця 4.1).

Таблиця 4.1 – Результати дослідження тріщиностійкості матеріалу трубопроводів

Амплітуда навантаження $a$ , мм	Кількість вимірів, шт	Довжина тріщини, мм	Кількість циклів навантажування, циклів
1	2	3	4
0,79	1.	0,40	102 316,40
	2.	1,00	442 418,40
	3.	1,30	625 330,40
	4.	1,50	777 947,60
	5.	1,80	1 386 130,00
	6.	2,00	1 554 180,40
	7.	2,30	1 867 988,80
	8.	2,60	2 279 540,80
	9.	3,20	2 483 030,40
	10.	3,70	2 745 966,40
	11.	3,95	2 859 143,20
	12.	4,00	3 007 759,20
0,90	1.	1,00	69 163,60
	2.	1,50	96 028,80
	3.	2,60	193 772,40
	4.	2,80	210 348,80

Продовження таблиці 4.1

Амплітуда навантаження $a$ , мм	Кількість вимірів, шт	Довжина тріщини, мм	Кількість циклів навантаження, циклів
1	2	3	4
0,09	5.	3,10	252 075,60
	6.	3,90	339 530,40
	7.	4,20	398 976,80
	8.	4,60	510 438,80
	9.	4,70	539 590,40
			20 131 752,00
1,07	1.	1,50	32 581,20
	2.	2,00	37 154,00
	3.	2,40	41 155,20
	4.	3,00	49 157,60
	5.	4,00	56 588,40
	6.	4,50	68 592,00
	7.	5,10	84 025,20
			494 434,00
1,2	1.	0,50	8 574,00
	2.	1,00	21 149,20
	3.	1,70	29 151,60
	4.	2,00	33 724,40
	5.	2,30	39 440,40
	6.	2,60	44 584,80
	7.	3,20	49 729,20
	8.	3,50	53 158,80
	9.	3,90	57 731,60
	10.	4,20	68 020,40
	11.	4,50	77 166,00
	12.	4,80	87 454,80
	13.	5,00	98 886,80
			668 772,00
1,65	1.	0,50	2 286,40
	2.	1,00	4 572,80
	3.	1,50	6 859,20
	4.	2,50	9 145,60
	5.	3,00	10 288,80
	6.	3,50	11 432,00
	7.	4,00	12 575,20
	8.	4,50	13 718,40
			70 878,40



Згідно формули (2.1) та результатами експерименту отримали значення КІН та швидкості поширення тріщини:

- при  $a = 0,79$  мм:  $K = 14,23$  МПа  $m^{1/2}$ ;  $V = 13,22 \cdot 10^{-10}$  м/цикл;
- при  $a = 0,90$  мм:  $K = 16,22$  МПа  $m^{1/2}$ ;  $V = 10,12 \cdot 10^{-9}$  м/цикл;
- при  $a = 1,07$  мм:  $K = 19,27$  МПа  $m^{1/2}$ ;  $V = 61,94 \cdot 10^{-9}$  м/цикл;
- при  $a = 1,20$  мм:  $K = 21,62$  МПа  $m^{1/2}$ ;  $V = 57,78 \cdot 10^{-9}$  м/цикл;
- при  $a = 1,65$  мм:  $K = 29,73$  МПа  $m^{1/2}$ ;  $V = 29,98 \cdot 10^{-8}$  м/цикл.

В результаті проведеного дослідження визначено наступні значення параметрів:  $C = 3,5 \cdot 10^{-16}$   $m^7/H^4$ ;  $n = 6,88$ . Також визначено параметр  $K^* = 23,65$  МПа  $m^{1/2}$ .

## **4.2 Прогнозування довговічності та залишкового ресурсу за кінетичними діаграмами втоми**

### **4.2.1 Експериментальні випробування натурального взірця трубопроводу**

Під час діагностування ділянки нафтопроводу “Дружба” ПАТ “Укртранснафта”, відремонтованої шляхом бандажування, було виявлено мікротріщини, корозійні та ерозійні дефекти, які за чинними вимогами робить трубопровід непридатним до експлуатації. Було прийнято рішення про повну заміну цієї ділянки труби, у зв’язку з цим постало питання щодо проведення експериментальних досліджень для визначення впливу роботи бандажу на міцність трубопроводу після ремонту [99].

Проведено натурні випробування ділянки труби, ремонтаної бандажуванням, за експериментальним методом оцінки несівної здатності шляхом побудови деформаційно-силової діаграми.

Давачі розміщували у зонах конструкції, де на підставі даних діагностики та попередніх розрахунків очікується максимальна деформація. Синхронний

запис параметрів тиску Р-деформації дає змогу отримати деформаційно-силові характеристики оцінки несівної здатності досліджуваного об'єкту [100].

Випробування натурних зразків труб виконано за допомогою насосної установи УИ1/200 ЦК (рис. 2.10), будова та принцип дії якої наведено у розділі 2. Під час проведення експерименту температура повітря склалала +6<sup>0</sup>С.

Для випробувань до вирізаної із трубопроводу ділянки труби (рис. 4.1) ремонтної бандажуванням (зі сталі 17ГС, діаметр рівний 720 мм, а товщина стінки 9 мм). Будю приварено еліптичні заглушки та різьбові штуцери через які відбувалася подача води. Матеріалом муфт слугувала також сталь 17ГС.

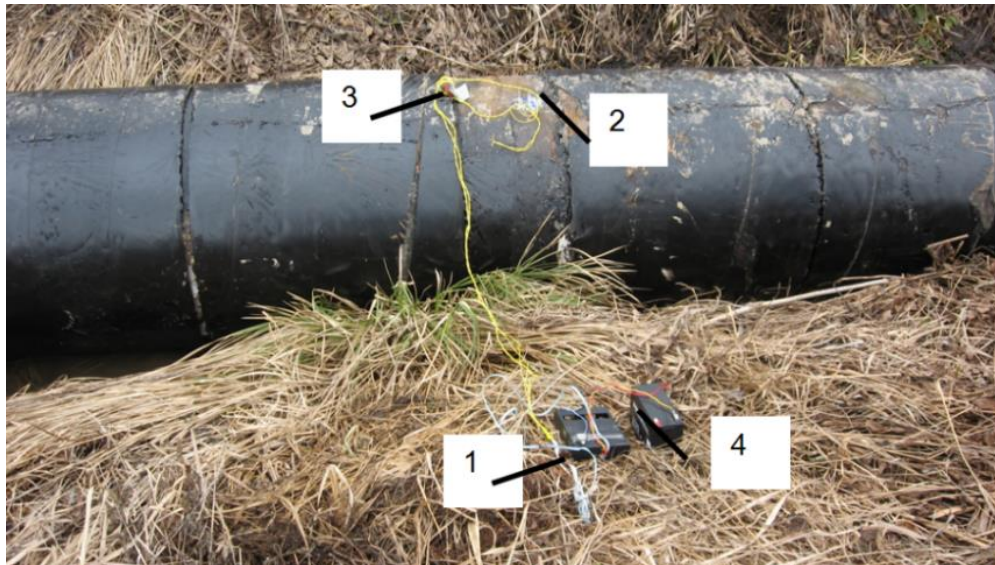


Рисунок 4.1 – Загальний вигляд труби для гідравлічних випробувань

Випробування проводились згідно програми випробувань, яка наведена у розділі 2.

Руйнування відбулося як вибух з великим викидом води, сама труба змістилася з місця встановлення за рахунок реактивної дії води.

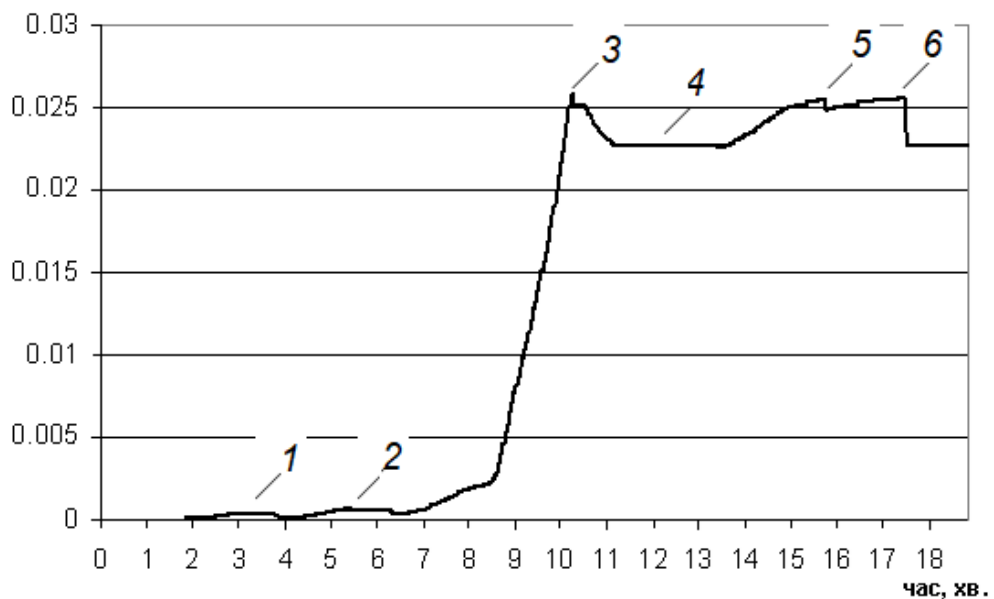
З метою визначення фактичної деформації тіла труби на усіх етапах випробувань на неї було наклеєно тензодавачі, які під'єднано до аналого-цифрового перетворювача (АЦП) (рис. 4.2).



1 – АЦП; 2 – тензодавач; 3 – тензометричний міст; 4 – акумулятор для живлення системи

Рисунок 4.2 – Розміщення тензодавачів на трубі та підєднання їх до АЦП

Результати записів одного з тензодавачів наведено на рис. 4.3.



1 – витримування тиску 2 МПа; 2 – витримування тиску 4 МПа;  
3 – момент відриву бандажу; 4 – витримування тиску після відриву бандажу; 5 – момент відриву бандажу; 6 – момент руйнування труби  
Рисунок 4.3 – Графік деформації

Слід зазначити, що руйнування труби відбулося при досягненні величини тиску рівною 14 МПа.

На рис. 4.4 зображено зруйновану під час експерименту трубу.



Рисунок 4.4 – Зруйнована труба

Також визначено величину напруження в стінці труби у момент її руйнування за формулою:

$$\sigma^* = \frac{p^* \cdot (D - 2 \cdot \delta)}{2 \cdot \delta} = \frac{14,8 \cdot (720 - 2 \cdot 9)}{2 \cdot 9} = 577,2 \text{ МПа} \quad (4.1)$$

де  $D$  – внутрішній діаметр труби;

$p$  – тиск;

$\delta$  – товщина стінки.

Це значення є вищим нормативного значення границі міцності для сталі марки 17ГС (530 МПа). Як бачимо, виходячи із результатів випробовувань, що використовували ремонтні конструкції (бандажі, муфти) підвищують міцність нафтопроводу, та відповідно забезпечують необхідну їх надійність.



#### 4.2.2 Оцінка довговічності дефектної ділянки трубопроводу

Для більш точного та ґрунтовного аналізу надійності та довговічності нафтопроводів, накопичення та узагальнення результатів з метою удосконалення нормативних вимог до надійності нафтопроводів під час їх тривалої експлуатації було проведено дослідження вирізаних дефектів зі зруйнованої ділянки трубопроводу [101]. Для цього з експериментальної труби вирізали місце з розривом (рис. 4.5). Як бачимо, на ділянках 2 та 3 досліджуваного об'єкта спостерігаються нерівності (дефекти), що і стали джерелом руйнування.



Рисунок 4.5 – Місце руйнування труби

Дефекти внутрішньої поверхні ділянки зруйнованої труби після розриву (пункт 4.2.1) подані на рис. 4.6.

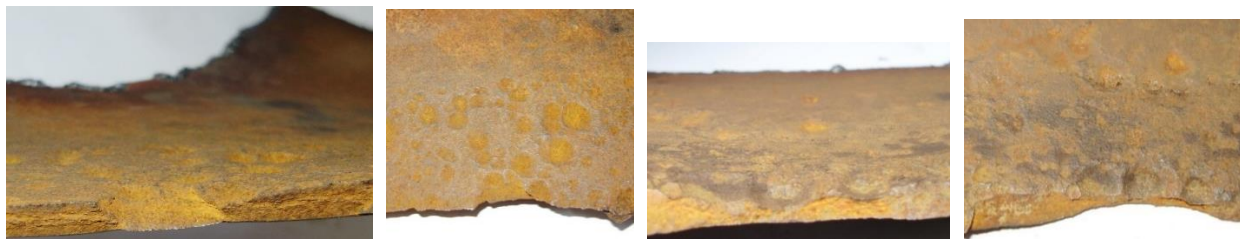


Рисунок 4.6 – Дефекти внутрішньої поверхні зруйнованої труби нафтопроводу

Детальне дослідження місця розриву (рис. 4.7) виявило так звану «шевронну» структуру зламу (рис. 4.5, ділянка під номером 3), гостра частина якого вказує на «джерело» руйнування.

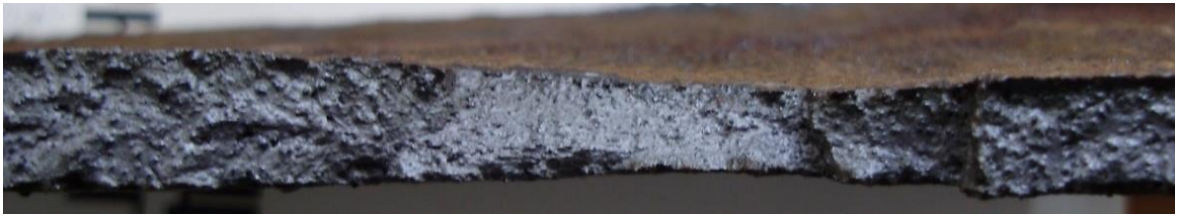


Рисунок 4.7 – Структура зламу

Відтак із досліджуваного об'єкта було вирізано зразки з локальними ерозійними дефектами на внутрішній поверхні (рис. 4.8). Розміри цих зразків наведені у розділі 2.



Рисунок 4.8 – Зразок з локальними ерозійними дефектами

Одним з факторів, що дає деяку похибку під час оцінки міцності труб з локальними корозійними дефектами, є наближений облік втрат металу в розрахунковому перерізі стінки труби. Очевидно, що цей показник визначається профілем дефектної області, що, як правило, має досить складний контур і вимагає значних затрат часу для його фіксації. Велика кількість корозійних дефектів, що виявляються на лінійній частині трубопроводу і обмеженість часу для їх огляду в умовах експлуатації об'єкта привели до того, що на даний час реєструються тільки основні геометричні параметри дефектів: довжина ( $L$ ), ширина ( $L_{OKP}$ ), максимальна глибина ( $h_{max}$ ).

У прогнозних розрахунках залишкового ресурсу таких дефектних елементів використовуються різні теоретичні профілі дефектів: прямокутний,

трикутний, параболічний, еліптичний, круговий. Ескізи профілів дефекту та аналітичні вирази для побудови профілю дефекту наведені у таблиці 4.2 [102].

Таблиця 4.2 – Аналітичні залежності, що використовуються при побудові та аналізі профілю дефекту

Профіль дефекту	Ескіз	Аналітичний вираз для побудови профілю дефекту	$K_{теор}$
Прямокутний		$h(l) = h_{max}$	1,0
Трикутний		$h(l) = 2 \cdot h_{max} \cdot \frac{\left(\frac{L}{2} -  l \right)}{L}$	0,5
Параболічний		$h(l) = h_{max} \cdot \left(1 - \frac{4 \cdot l^2}{L^2}\right)$	0,6667
Еліпсний		$h(l) = h_{max} \cdot \sqrt{1 - \frac{4 \cdot l^2}{L^2}}$	0,785
Круговий		$h(l) = \sqrt{R^2 - \frac{L^2}{4}} - \sqrt{R^2 - l^2}$ де $R = \frac{L^2 + 4 \cdot h_{max}^2}{8 \cdot h_{max}}$	$K_{теор} = \frac{6 \cdot L + 8 \cdot b}{15 \cdot L}$ де $b = \sqrt{\frac{L^2}{4} + h_{мсз}^2}$

Для визначення реального профілю дефекту зразка труби застосовано розроблений стенд, що містить закріплений на пересувному штативі

індукційний давач (IA5-18GM-I3 фірми Pepperl-Fuchs Group), який під'єднано до комп'ютера через АЦП (рис. 4.9).



Рисунок 4.9 – Стенд для сканування дефектів на внутрішній поверхні зразка

Основні технічні характеристики даного давача:

Вимірюваний діапазон зміщень 2-5 мм.

Робоча напруга живлення 15-30 В.

Вихідний сигнал 0-20 мА.

Температурний дрейф  $\pm 1\%/K$ .

Точність відтворення показів 6 мкм.

Робоча напруга  $\leq 0,5\%$ .

Швидкість формування струмового сигналу –

0-20 мА  $\leq 5,1$  А/с;

20-0 мА  $\leq 4$  А/с.

Пульсації вихідного сигналу –  $\pm 30$  мкА

Час відновлення сигналу (швидкодія) – 1-10 мс, типово 5 мс.

Струм споживання без навантаження –  $\leq 8$  мА.

Номінал резистора навантаження – 0- 500 Ом.

Допуск на точність налагодження нуля –  $\pm 5\%$ .

Електромагнітна сумісність у відповідності зі стандартом – EN 50319.

Діапазон робочих температур – (-10)... 70 C(263...343 K).

Тип з'єднання – кабель типу PVC довжиною 2 м.



Площа поперечного перерізу – 0,5 мм<sup>2</sup>.

Матеріал корпусу – латунь, поверхнево нікельована.

Покриття чутливої поверхні давача – РВТ.

Ступінь захисту – IP67.

Сканування дефекту проводили спочатку в повздовжньому, відтак у поперечному напрямку зразка з кроком 5 мм. Результати сканування з АЦП записуються у файл. За допомогою спеціальної програми під час сканування на монітор ПК виводиться графік на якому вказується відхилення поверхні від певного рівня (умовного нуля).

На рис. 4.10 зображено графік тарування індуктивного давача малих переміщень.

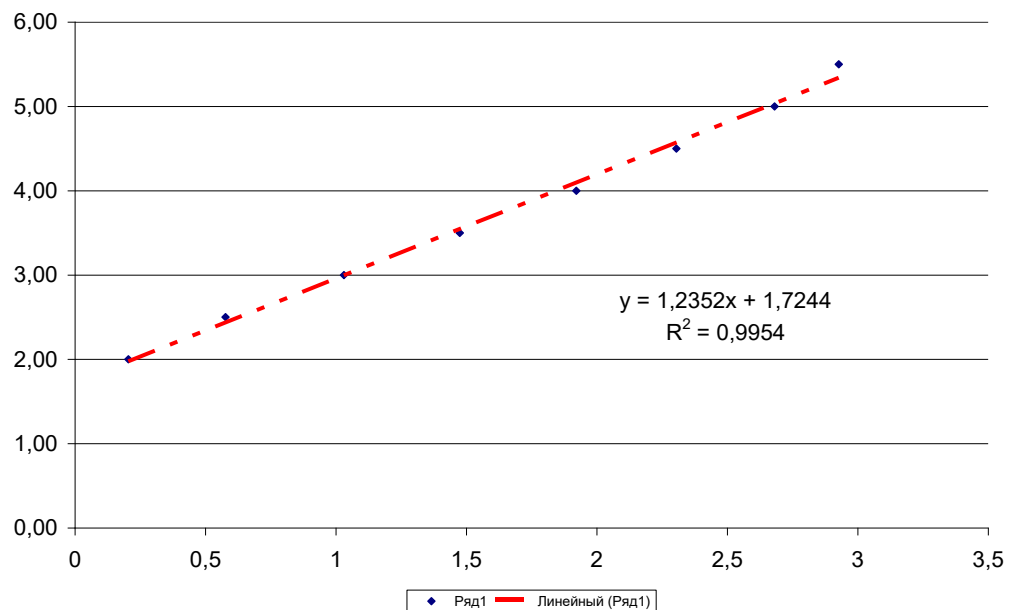


Рисунок 4.10 – Графік тарування індуктивного давача малих переміщень

На графіку (рис. 4.10) нанесені точки тарування давача. Дані точки апроксимують лінійною залежністю яка має вигляд:

$$y = 1,2352 \cdot x + 1,7244 \quad (4.2)$$

Квадратичне відхилення досить високе і складає  $R^2 = 0,9954$ .

Записавши дані сканування дефекту та обробивши їх відповідним чином отримано профіль дефекту моделі-«вирізки», який зображено на рис. 4.11.

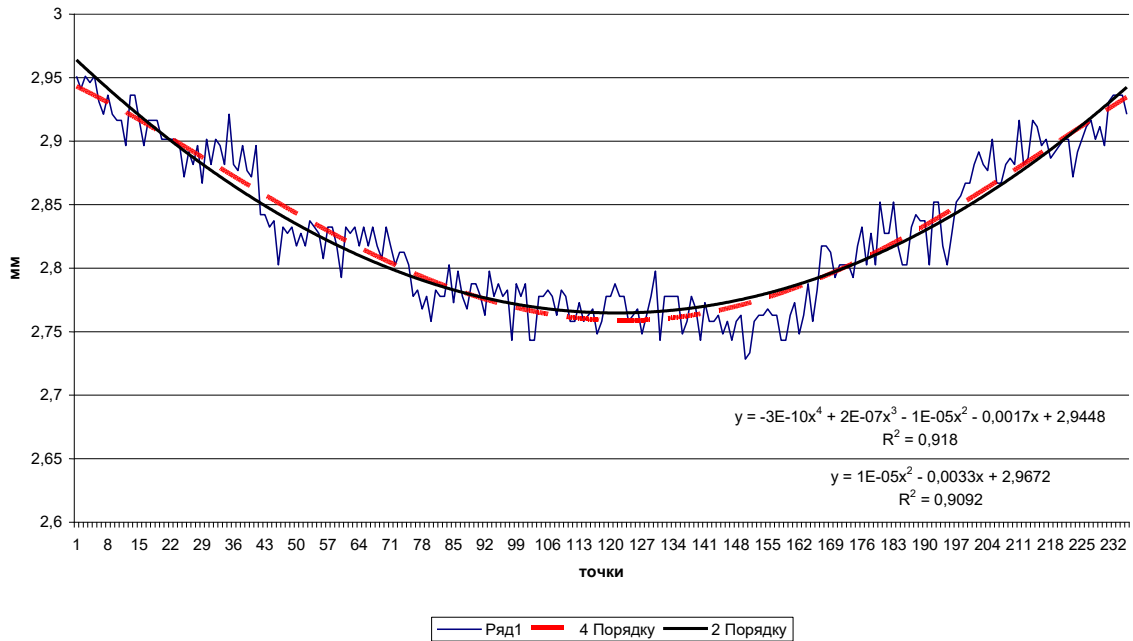


Рисунок 4.11 – Профіль дефекту моделі-«вирізки»

На рисунку 4.11 також зображено профіль дефекту моделі – «вирізки» з апроксимаціями другого та четвертого порядків.

Для точнішої оцінки довговічності та залишкового ресурсу труб пропонується використовувати метод локального моделювання.

Основні вимоги до локальної моделі:

1) модель у вигляді «вирізки» із небезпечної зони чи вузла конструкції повинна повністю моделювати конструкцію і технологію виготовлення небезпечної зони;

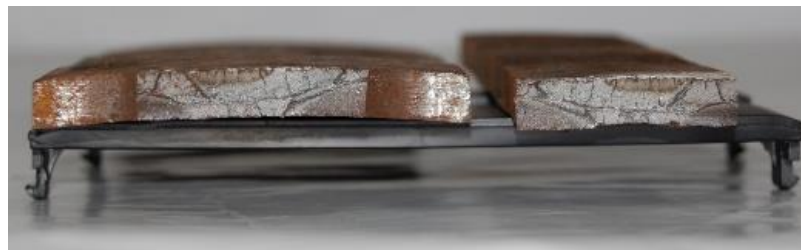
2) схема навантаження і напружений стан моделі повинні повністю відповідати схемі і стану небезпечної зони.

Провівши ряд випробувань моделей-«вирізків» із різними дефектами згідно методики, поданої у розділі 2, отримано результати, які подані у таблиці

4.3. На рис. 4.12 зображено зруйновані зразки, на рис. 4.13 – їх характерні злами.



Рисунок 4.12 – Зруйновані зразки



а)



б)

а) – зразок № 4; б) – зразок № 5

Рисунок 4.13 – Злами зразків

Таблиця 4.3 – Залежність зміни кількості циклів від напруження та розрахункові напруження моделей-“вирізок”

Зразок №	Кількість циклів	амплітуда	Напруження у поперечному перерізі $\sigma_{\max}$ , (МПа)	Напруження у поперечному перерізі $\sigma_a$ , (МПа)
1	1 130 350	5,00	362,82	181,41
2	244 400	7,10	515,18	257,59
3	70 500	6,80	493,42	246,71
4	646 250	5,80	420,87	210,44
5	117 500	7,50	544,20	272,10

Оцінка залишкового ресурсу проводиться за допомогою аналізу натурних кінетичних кривих пошкоджуваності небезпечних ділянок трубопроводу за результатами випробувань моделей - “вирізок” [90].

Для побудови кінетичних кривих використовують рівняння [90]

$$N = \frac{N_0 \sigma_{rR}}{\sigma} \ln \left[ 1 + \frac{1}{\exp\left(\frac{\sigma - \sigma_{rR}}{V_0}\right) - 1} \right]; \quad (4.3)$$

де  $N$  – кількість циклів до руйнування деталі;

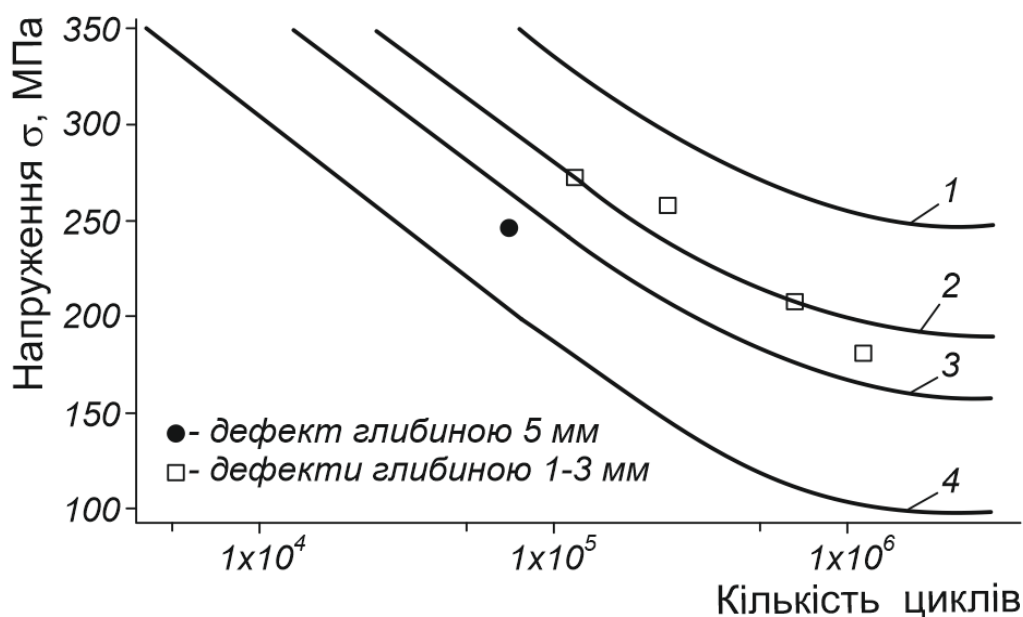
$N_0$  – параметр, який характеризує число циклів до точки нижнього перегину кривої втоми;

$\sigma_{rR}$  – границя витривалості;

$\sigma$  – максимальне напруження циклу регулярного навантаження з постійним значенням коефіцієнта асиметрії;

$V_0$  – параметр з розмірністю напруження.

За даними, вказаними в табл. 4.3, з використанням залежності (4.3) побудовано функції кривих втоми трубної сталі марки 17ГС для зразків з різними параметрами дефектів (рис. 4.14).



- 1 – медіанна крива втоми труби без дефектів;  
 2 – медіанна крива втоми дослідних зразків з дефектами 1-3 мм;  
 3 – медіанна крива втоми труби з дефектом 5 мм;  
 4 – крива втоми труби з дефектом із ймовірністю неруйнування 0,9.
- Рисунок 4.14 – Криві втоми дослідних зразків та труб

Отже, у результаті проведених досліджень моделей-“вирізків” було зареєстровано корозійні дефекти із глибиною до 5 мм, що складає приблизно 55% втрати металу, проте руйнування труби не відбулося по цих дефектах, а по дефекті типу тріщини.

#### 4.2.3 Розрахунково-експериментальне прогнозування довговічності трубопроводу з урахуванням пульсацій тиску транспортованого продукту

Однією з невирішених проблем забезпечення надійності магістрального газопроводу (МГП) є визначення ресурсу лінійних частин газопроводів з урахуванням пульсацій тиску. Для розв’язання цієї проблеми необхідно визначати відносне накопичення пошкоджень газопроводу під час його роботи у визначених умовах експлуатації. Для аналізу взято дані, одержані авторами [103] (рис. 4.15).

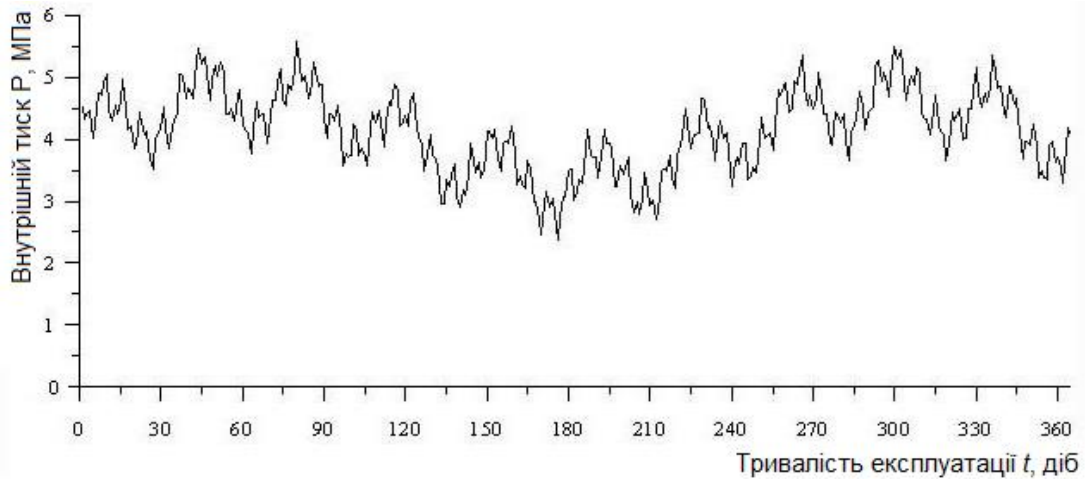


Рисунок 4.15 – Апроксимована залежність тиску газу в газопроводі за 1 рік.

Наявність змінних складових напружень і деформацій в газопроводі обумовлена змінами значень внутрішнього тиску. Пульсації внутрішнього тиску за рік за дослідженнями [85] апроксимовані полігармонічним процесом (4 частоти)

$$P(t) = 40 + 2\sin(\pi t / 1,52) + 3\sin(\pi t / 3,56) + 5\sin(\pi t / 18,2) + 7\sin(\pi t / 120) \quad (4.4)$$

Частотний аналіз даних, що відносяться до газопроводу, дозволив виявити декілька характерних внутрішніх циклів з періодами, орієнтовно рівними 3, 7, 36, 240 діб. Аналіз наявних даних показав, що інтервальні оцінки середнього, мінімального і максимального значень внутрішнього тиску розрізняються в різні періоди експлуатації. Це ж справедливо по відношенню до амплітуд внутрішніх циклів, проте при збереженні стабільних періодів внутрішніх циклів.

Враховуючи параметри трубопроводу ( $D=820$  мм,  $t=9$  мм) за формулою

$$\sigma(t) = \frac{k_i P(t) D}{2t} \quad (4.5)$$

побудовано залежність кільцевих напружень у стінці газопроводу і проведено схематизацію процесу за методом вкладених циклів [104] (рис. 4.16).

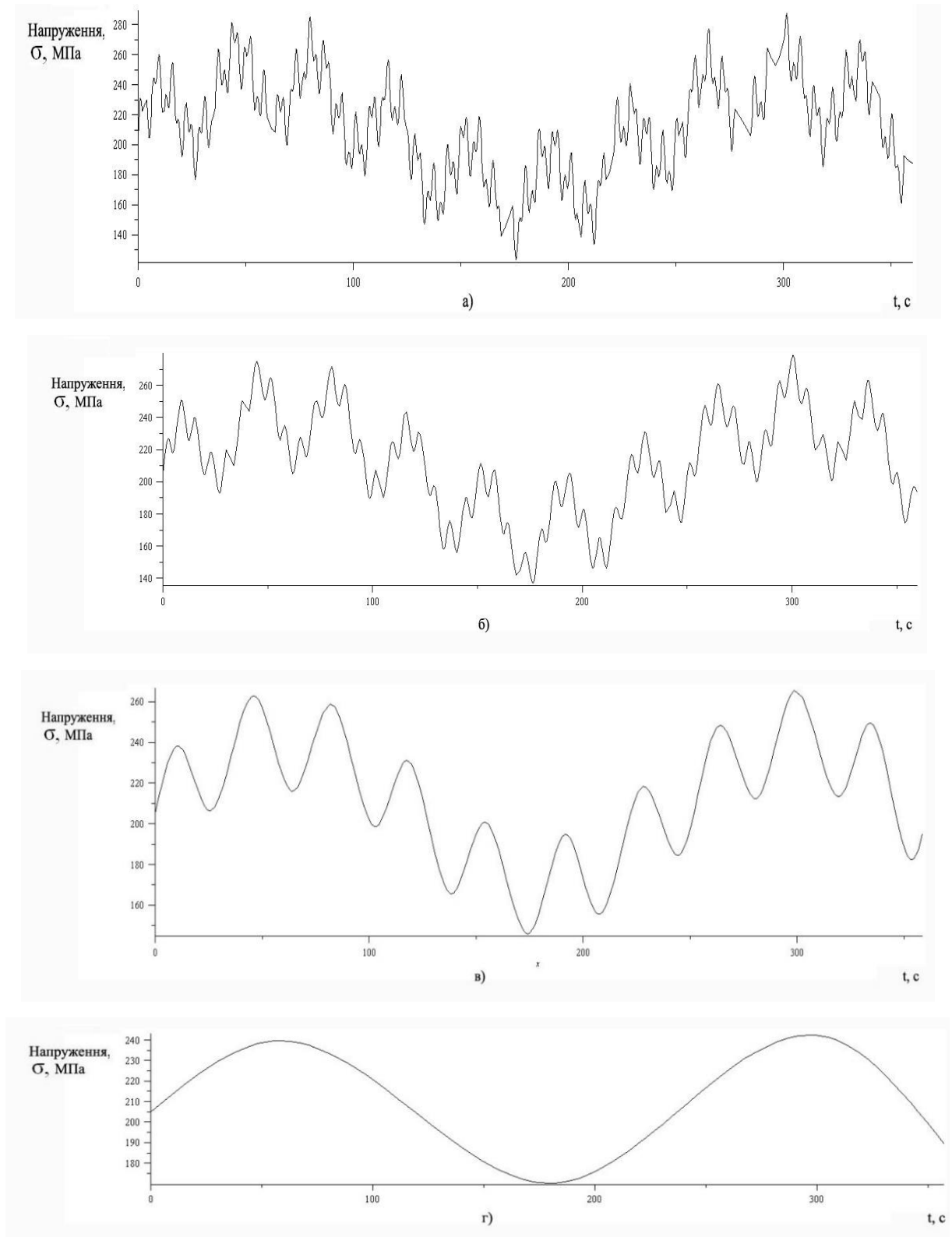


Рисунок 4.16 – Результати схематизації кільцевих напружень в стінці газопроводу за методом вкладених циклів:  
а – 1; б – 2; в – 3; г – 4 – етапи схематизації.

У результаті схематизації кільцевих напружень у стінці газопроводу за методом вкладених циклів отримано блок амплітуд кільцевих напружень у кількості 239 циклів з високою асиметрією. Так, усі цикли напружень мають коефіцієнт асиметрії  $R > 0,7$  (рис. 4.17).

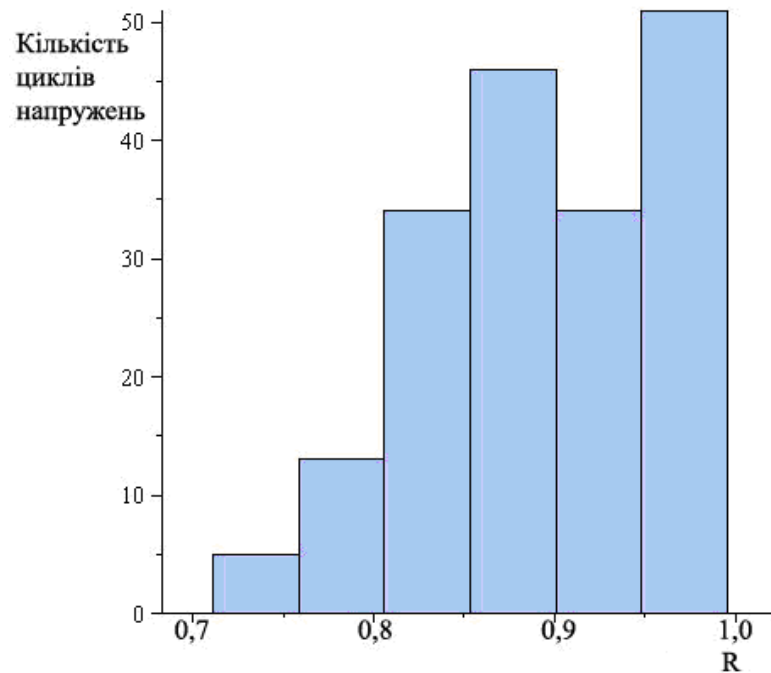


Рисунок 4.17 – Гістограма розподілу коефіцієнту асиметрії циклів

Усі цикли напружень за методом [105] приведено до еквівалентних за пошкоджуючою дією симетричних. Розподіл амплітуд еквівалентних напружень наведено на рис. 4.18.



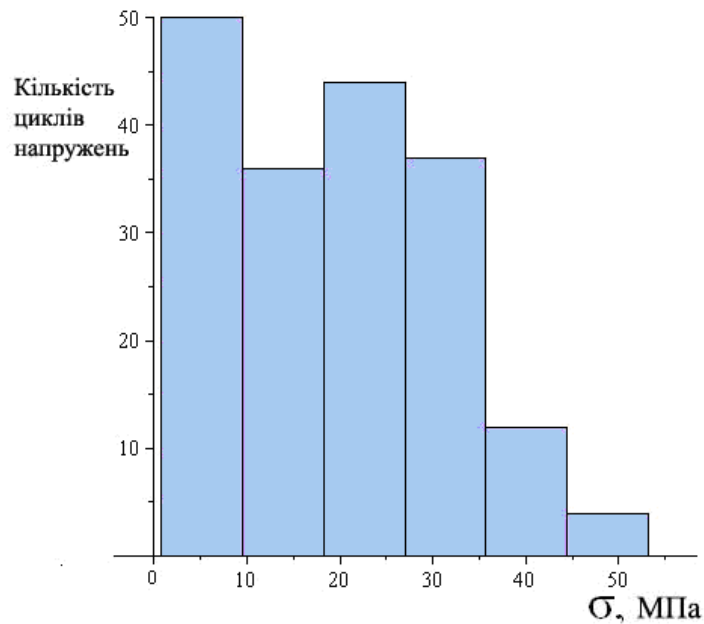
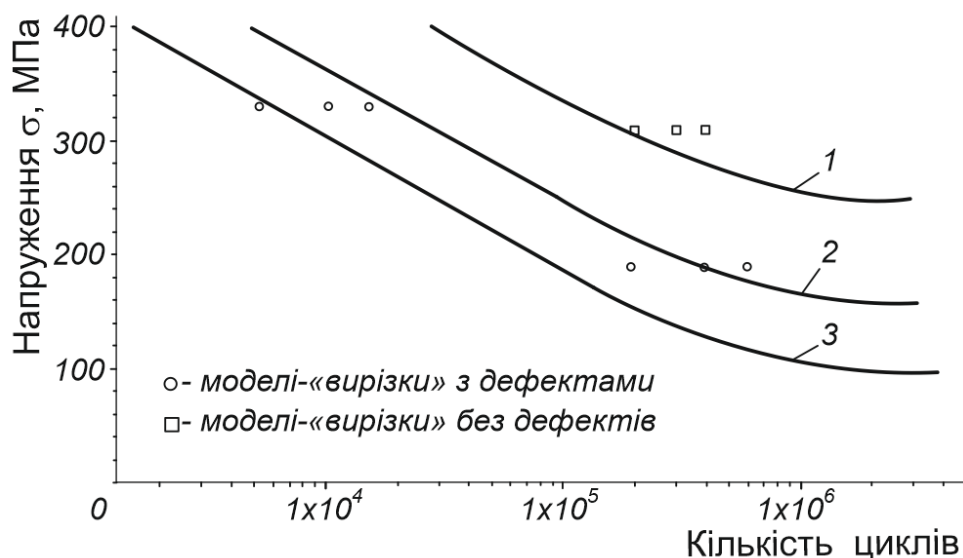


Рисунок 4.18 – Гістограма розподілу амплітуд еквівалентних напружень

Для визначення параметрів рівнянь кривої втоми і функції нормального розподілу значень границі витривалості використані результати випробувань на втому трубопроводу, виконані В.В.Харіоновським. За допомогою створеної в середовищі Maple програми розрахунку параметрів та побудови кінетичних кривих втоми з різною імовірністю неруйнування виконані розрахунки середньоквадратичного відхилення границі витривалості газопроводу. Одержані при цьому графічні залежності наведено на рис. 4.19.

Нами проведено експериментальні дослідження моделей - “вирізок” з газопроводу діаметром 820 мм і товщиною стінки 8 мм (матеріал – сталь 19Г) без дефектів і з локальними механічними дефектами (рис. 4.19).

Як бачимо, результати тісно корелюють між собою, що свідчить про доцільність використання моделей - “вирізок” для оцінки залишкового ресурсу пошкоджених ділянок МГП.



- 1 – медіанна крива втоми гладкої труби без дефектів;  
 2 – медіанна крива втоми труби з дефектом з імовірністю неруйнування 0,5;  
 3 – крива втоми труби з дефектом з імовірністю неруйнування 0,9.

Рисунок 4.19 – Імовірнісні криві втоми МГП

За допомогою розрахункових параметрів кривої втоми та блоку напружень за методом, викладеним у працях [106, 107], розраховано залишковий ресурс пошкодженої ділянки газопроводу. Відмічено, що за даних параметрів дефектів і навантаженості дефект не загрожує руйнуванням. Але, якщо врахувати відключення тиску в газопроводі (щонайменше один раз на рік експлуатації), то залишковий ресурс значно зменшується і становить 18 років експлуатації.

### 4.3 Дослідження напружено-деформованого стану елементів трубопроводу методом кінцевих елементів

#### 4.3.1 Верифікація методу, що базується на методі кінцевих елементів

Метод кінцевих елементів на сьогодні є стандартом при розв'язанні задач механіки твердого тіла за допомогою числових алгоритмів. МКЕ зайняв

лідуюче положення завдяки можливості моделювати широке коло об'єктів й явищ (абсолютну більшість конструктивних елементів, вузлів і конструкцій, виготовлених з найрізноманітніших матеріалів, що мають різну природу). Але при використанні даного методу, як і будь-якої числової апроксимації питання відповідності між розрахунковою моделлю й реальністю є, мабуть, основним при використанні програм аналізу. Незважаючи на те, що такі програми мають більш-менш докладну документацію, вони однаково залишаються деякою мірою «чорними ящиками». Це означає певну непередбачуваність результатів, а також деяке «свавілля» в їх інтерпретації. Отже, якість висновків, прийнятих на основі результатів, залежить від кваліфікації, а також, стосовно до розрахунку на міцність, принципового знайомства з основами МКЕ.

Тому, з метою налаштування параметрів програми ANSYS Workbench, що буде застосована при дослідженні впливу бандажу на дефектну ділянку трубопроводу, нижче проведено верифікацію результатів, отриманих за допомогою цієї програми, та натурних випробовувань.

Для цього побудовано тривимірну модель-«вирізку», геометричні параметри якої повністю відповідають дослідному зразку, поданому на рис. 2.6.

Параметри дефекту, який є на натурній моделі із незначним відхиленням, реалізовані у тримірній моделі (рис. 4.20).

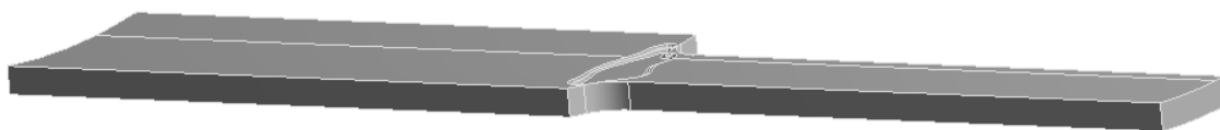


Рисунок 4.20 – Тримірна модель-«вирізка»

Далі проводилось імітаційне моделювання згідно алгоритму, наведеному в розділі 2: фіксували модель; вказували для неї властивості матеріалу (для сталі 17ГС); задавали переміщення торця; будували сітку кінцевих елементів (рис. 4.21); проводили розрахунок.

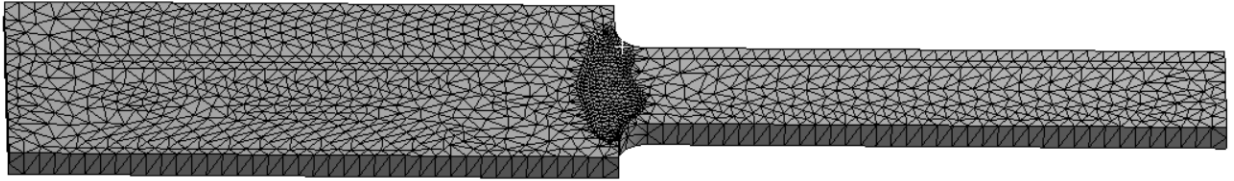


Рисунок 4.21 – Сітка кінцевих елементів досліджуваної моделі-«вирізки»

Під час побудови сітки кінцевих елементів для досліджуваної моделі-«вирізки» застосовано інструмент комп'ютерної програми, що дав змогу у виділеній області (дефектній частині моделі) зменшити розміри кінцевих елементів. Таке рішення дозволяє шляхом зміни розміру елементів сітки в подальшому впливати на отримані результати.

Для отримання кількості циклів до руйнування досліджуваної моделі-«вирізки» (втомної довговічності) у програмі ANSYS Workbench застосовано її модуль – Fatigue Tool [108].

Схема навантаження при його використанні була аналогічна, як при натурних дослідженнях.

У програмі ця схема навантаження відображається, як показано на рис. 4.22.

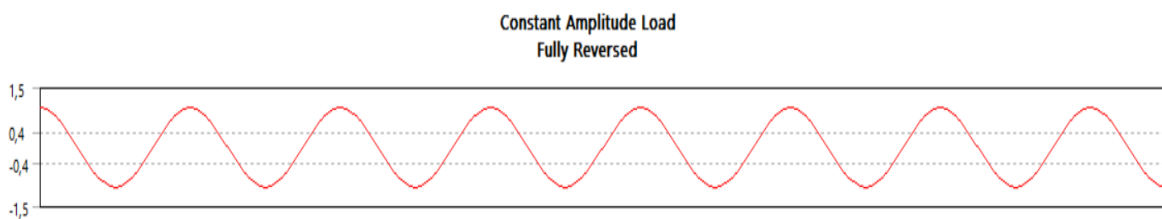


Рисунок 4.22 – Схема навантаження моделі-«вирізки»  
у модулі Fatigue Tool

У результаті проведеного імітаційного моделювання отримано результати, наведені на рис. 4.23.

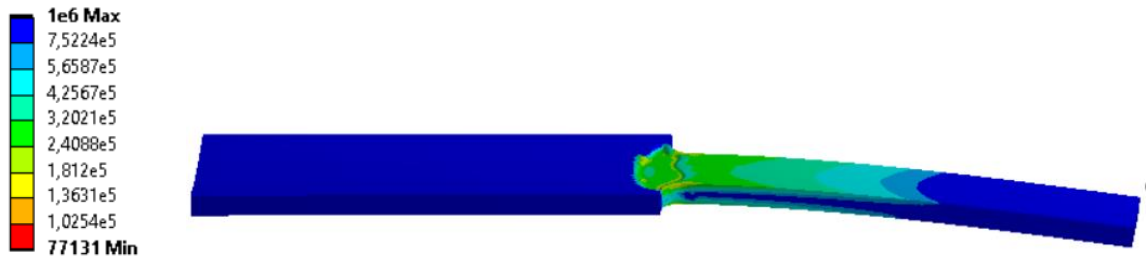


Рисунок 4.23 – Кількість циклів до руйнування досліджуваної моделі-«вирізки»

Порівнявши результатами отримані МКЕ та експериментально, встановлено їх розбіжність, що не перевищує 10 %.

#### 4.3.2 Дослідження впливу бандажу на дефектну ділянку трубопроводу

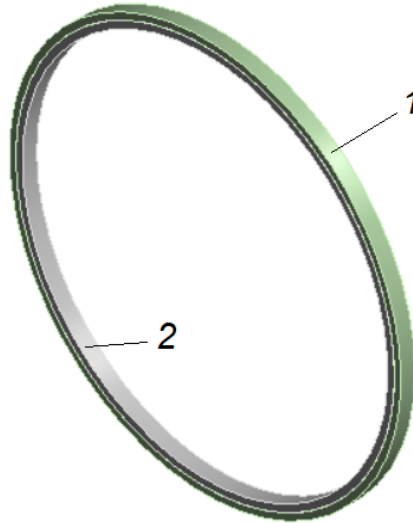
Аналіз способів ремонту трубопроводів показав, що сьогодні у світі застосовується їх значна кількість. В загальному, вони відрізняються між собою різними параметрами, хоча у всіх є одна мета – подовжити термін експлуатації трубопроводу [108-111].

Оскільки найбільшого поширення набули способи ремонту трубопроводів за допомогою бандажів, що встановлюються на його зовнішню поверхню, то проведено імітаційне дослідження напружено-деформованого стану дефектної ділянки труби [112].

Для дослідження побудовано її тримірну модель (рис. 4.24). Розглядалася труба діаметром 530 мм з товщиною стінки 9 мм та бандаж також товщиною 9 мм. Для спрощення розрахунку довжину труби та бандажу взято рівними 30 мм.

Граничними умовами при моделювання прийнято тиск на внутрішню стінку труби (5 МПа) та застосування спеціальних «умовних пружин» (Weak Springs) для підтримання моделі.

Для імітації дефекту (тріщини) труби застосовано інструмент програми Ansys «Fracture». Побудовано у стінці труби напівеліптичну тріщину, зображено на рис. 4.25.



1 – трубопровід; 2 – бандаж

Рисунок 4.24 – Модель для дослідження

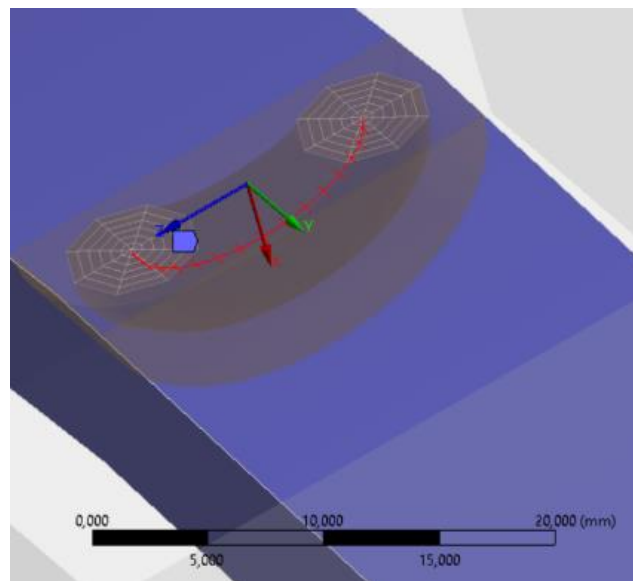
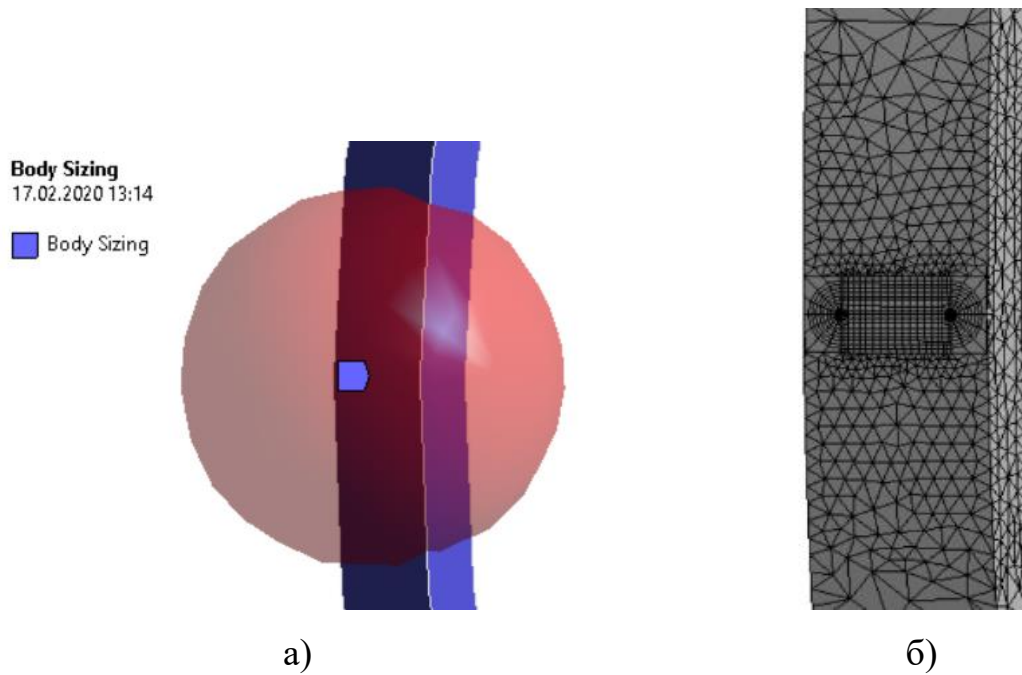


Рисунок 4.25 – Модель тріщини на зовнішній поверхні трубопроводу

Побудовано сітку кінцевих елементів, особливістю якої є використання інструменту «Sphere of Influence», що дало змогу у виділеній зоні (рис. 4.26) зменшити розміри елементів сітки.



а – об'єм, у якому параметри сітки кінцевих елементів відмінні від іншої частини моделі; б – згущена сітка та сітка тріщини

Рисунок 4.26 – Сітка кінцевих елементів

Оскільки робота трубопроводу супроводжується зміною робочого тиску, то для дослідження втомі задано зміну тиску протягом року.

Залежність, що описує цю зміну, наведена на рис. 4.27.

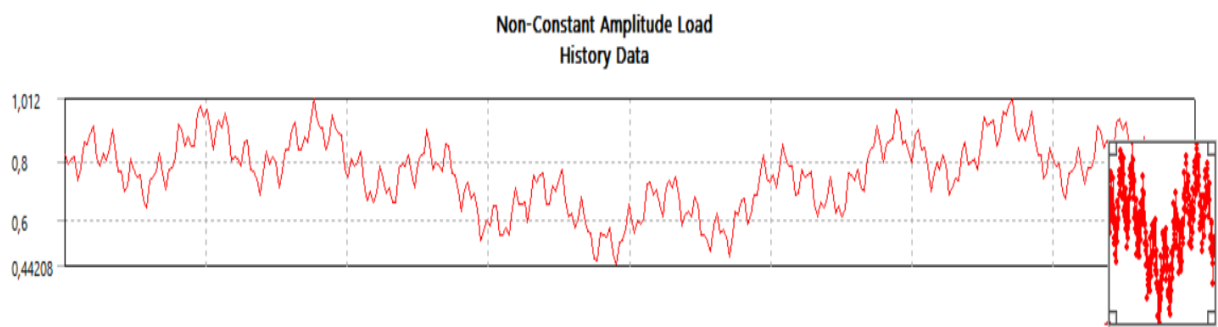


Рисунок 4.27 – Апроксимована залежність тиску газу у газопроводі протягом року (пульсації внутрішнього тиску)

Спочатку імітаційне моделювання проводилось для моделі трубопроводу без бандажу. При цьому отримані величини еквівалентних напружень та кількість циклів до руйнування (рис. 4.28-4.29).

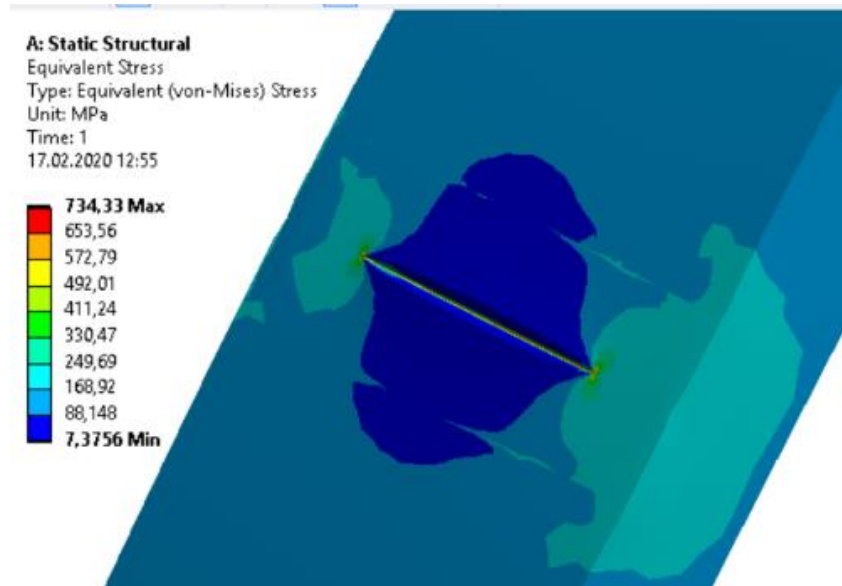


Рисунок 4.28 – Розподіл еквівалентних напружень у тріщині стінки трубопроводу

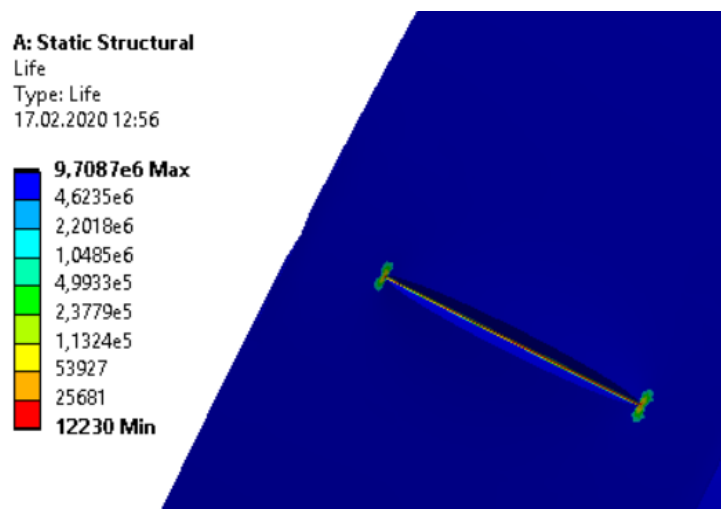


Рисунок 4.29 – Кількість циклів до руйнування

Слід зауважити, що для зручності перегляду отриманих результатів відображення деформацій на екрані ПК збільшено в 170 разів порівняно із реальними.

На рис. 4.30 зображено розподіл еквівалентних напружень у стінці труби.



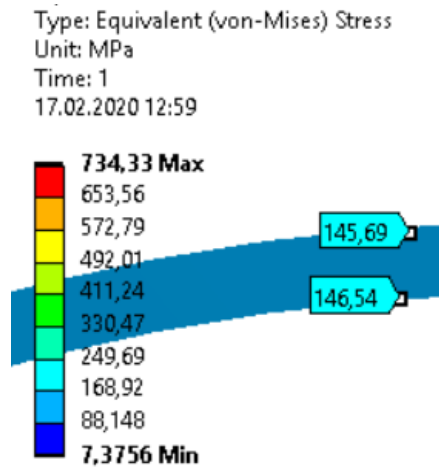


Рисунок 4.30 – Розподіл еквівалентних напружень у стінці труби

Далі наведено результати імітаційного моделювання моделі трубопроводу із встановленим бандажем (рис. 4.31-4.33). Для зручності перегляду результатів бандаж зроблено невидимим.

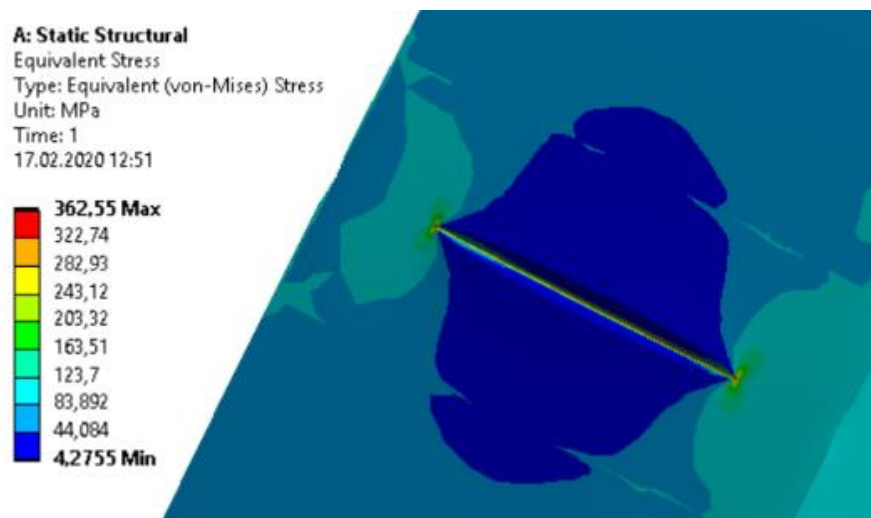


Рисунок 4.31 – Розподіл еквівалентних напружень у тріщині стінки трубопроводу (з врахуванням дії бандажу)

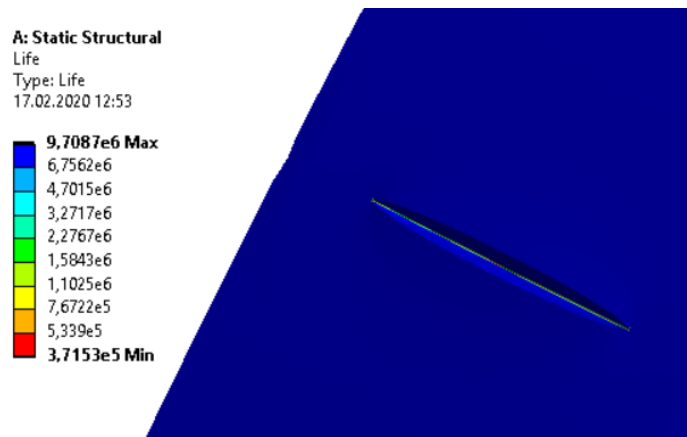


Рисунок 4.32 – Кількість циклів до руйнування (з врахуванням дії бандажу)

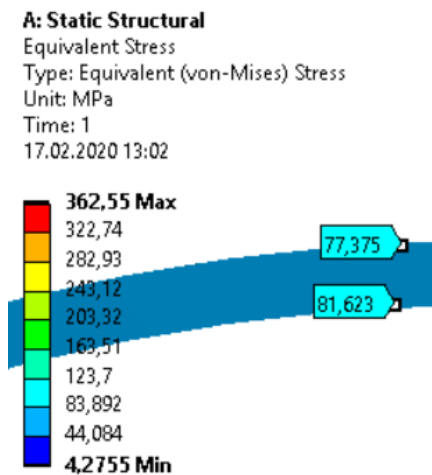


Рисунок 4.33 – Розподіл еквівалентних напружень у стінці труби (з врахуванням дії бандажу)

Отже, використання бандажу для подовження експлуатації трубопроводу на якому є дефекти має позитивний вплив. Встановлено, що значення еквівалентних напружень як у стінці труби, так і у зоні дефекту (із врахуванням впливу пульсацій тиску протягом року) при встановленні бандажу знижується майже удвічі. Так, кількість циклів навантаження до руйнування без бандажу становить 12230, а із бандажем – 371530.

## Висновки до розділу 4

Проведено експериментальні дослідження швидкості поширення тріщини матеріалу трубопроводу при дії циклічного навантаження та отримано параметри тріщиностійкості  $n=6,88$ ,  $K^*=23,65$  МПа м<sup>1/2</sup>, які можуть бути використані при прогнозуванні довговічності.

Експериментальні дослідження натурального зразка (частини трубопроводу «Дружба») із встановленими бандажами на дефектних ділянках підтвердили ефективність їх застосування. Причому, напруження, яке виникає у стінці труби (з дефектами) із встановленими зовні бандажами в момент руйнування є більшими на 47 МПа границі міцності сталі 17ГС.

За результатом проведених досліджень на моделях - "вирізках" було зареєстровано корозійні дефекти глибиною до 5 мм, що складає близько 55% втрати металу по товщині стінки. Встановлено, що руйнування труби не відбулося по цих дефектах, а по дефекті типу «тріщина». За допомогою розробленого стенду для сканування дефектів на внутрішній поверхні зразка визначено профіль дефекту моделі-"вирізки". За результатами випробувань моделей-"вирізків" побудовано ймовірнісні криві втоми. Отримано значення ймовірності неруйнування.

Для прогнозування довговічності трубопроводу побудовано криві втоми, що враховують пульсації тиску перекачуваного продукту. Розраховано залишковий ресурс пошкодженої ділянки газопроводу та встановлено, що за досліджуваних параметрів дефектів і їх навантаженості він не загрожує руйнуванням. Проте, при зниженні тиску до нуля в газопроводі (щонайменше один раз на рік експлуатації) залишковий ресурс значно зменшується і становитиме 18 років експлуатації.

Проведено верифікацію методу, що базується на методу кінцевих елементів, із отриманими результатами експериментальних досліджень. Відхилення значень отриманих результатів не перевищують 10%.

Встановлено, що застосування бандажу на дефектну ділянку трубопроводу знижує величини напружень, що виникають як у зоні дефекту, так і у стінці, майже удвіча. Щодо кількості циклів до руйнування (із врахуванням впливу пульсації тиску протягом року), то при застосуванні бандажу вони збільшуються із 12230 до 371530.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

На основі виконаних теоретичних і експериментальних досліджень вирішено науково-практичну задачу, яка полягає у прогнозуванні втомної та корозійно-втомної довговічності ділянок трубопроводів шляхом врахування експлуатаційних факторів та розроблення заходів для підвищення терміну їх експлуатації, а саме:

1. Проаналізовано умови експлуатації магістральних трубопроводів та встановлено, що основною причиною їх руйнування є втомні та корозійно-втомні пошкодження. Особливості експлуатації підводних трубопроводів характеризуються появою ряду небезпечних факторів – виникнення розмитих ділянок та збільшення вібраційного навантаження від дії коливань морських хвиль. Встановлено, що існуючі на сьогодні методи прогнозування довговічності трубопроводів вимагають удосконалення, оскільки не можуть повною мірою врахувати усі експлуатаційні фактори.

2. Сформовано комплекс методів та методик (для дослідження тріщиностійкості; прогнозування довговічності; імітаційного моделювання; експериментального дослідження натурних взірців елементів трубопроводів), які дали змогу вирішити поставлені завдання досліджень.

3. З врахуванням положень теорії хвиль кінцевої амплітуди розроблено методику оцінки фактичної навантаженості і прогнозування залишкового ресурсу підводного трубопроводу (впроваджена у ДАТ "Чорноморнафтогаз"), яка враховує сумарну дію горизонтальних та вертикальних складових швидкості та прискорення частинок рідини і дію її виштовхувальної сили. Це дало змогу розраховувати навантаження на підводний трубопровід під час коливних процесів і тим самим точніше оцінити його довговічність.

4. На основі проведених експериментальних досліджень швидкості поширення тріщини матеріалу трубопроводу при дії циклічного навантаження отримано параметри тріщиностійкості для матеріалу труб ( $n=6,88$ ,  $K^*=23,65$  МПа м<sup>1/2</sup>), які можуть бути використані при прогнозуванні

довговічності. Експериментальні дослідження натурального зразка (частини трубопроводу "Дружба") із встановленими бандажами показали, що напруження, яке виникає у стінці дефектної труби зі встановленими зовні бандажами, в момент руйнування є більшим на 47 МПа від границі міцності сталі 17ГС. За результатами випробувань моделей – “вирізок” на втомну довговічність побудовано ймовірнісні криві втоми із отриманими із них значеннями ймовірності неруйнування. Для прогнозування довговічності трубопроводу побудовано криві втоми, що враховують пульсації тиску перекачуваного продукту. Розраховано залишковий ресурс пошкодженої ділянки газопроводу та встановлено, що за досліджуваних параметрів дефектів і їх навантаженості не несе загрози руйнування. За допомогою імітаційного моделювання встановлено, що кількість циклів до руйнування дефектної ділянки трубопроводу (із врахуванням впливу пульсації тиску) складає 12230, а при застосуванні бандажу – 371530.

5. На основі результатів проведених досліджень розроблено: пристрій для герметизації та зміцнення трубопроводу (Патент України на винахід № 100455); конструкцію пристрою для герметизації наскрізних дефектів трубопроводу (Патент України на корисну модель № 89225), яку випробувано під час ліквідації витoku газу з газопроводу "Пасічна-Тисмениця".

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Семенова И. И. Математические модели в описании колебаний и разрушения подводных трубопроводов: обзор. *Омский научный вестник*. 2000. Вып. 13. С. 121–122.
2. Побережний Л. Живучість морських трубопроводів. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2007. №1(15). С. 102-106.
3. Иванцов О., Шмаль Г. Мониторинг коррозионный плюс экологический. *Нефть России*. 1996. № 3-4. С. 32-36.
4. Черепанов А., Матвейчук А. В открытом поле не обойтись без... трубопроводов. *Нефть России*. 1998. №1. С. 30-35.
5. Івасів В. М., Артим В. І., Дейнега Р. О., Говдяк Р. М., Смоляк Т. І. Прогнозування залишкового ресурсу магістральних трубопроводів: проблеми та перспективи. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2007. №3(24). С. 102–108.
6. Мартинюк Р. Т. Вплив якості спорудження нафтопроводів на їх експлуатаційну надійність: автореф. дис.... канд. техн. наук: спец. 05.15.13 "Трубопровідний транспорт, нафтогазосховища". Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2010. 19 с.
7. Запухляк В. Б., Марчук О. М., Грицанчук А. В. Аналіз розрахунку напруженого стану трубопроводів під час капітального ремонту. *Пошкодження матеріалів під час експлуатації, методи його діагностування і прогнозування: праці V-ої міжнародної науково-технічної конференції (м. Тернопіль, 19-22 вересня 2017)*. Тернопіль, 2017. С. 191-194.
8. Крижанівський Є. І. Деградація матеріалів нафтогазових об'єктів довготривалої експлуатації та шляхи забезпечення їх працездатності. *Розробка родовищ: Зб. наук. пр.* 2014. Т. 8. С. 241-253.
9. Ибрагимов А. М. Нефтегазопромысловые гидротехнические сооружения для освоения шельфа. М.: Недра, 1992. 263 с.

10. Шадрин О. Б. Динамический расчет подводного трубопровода. *Известия ВУЗов. Нефть и газ*. 1967. №9. С. 75–79.
11. Окопный Ю. А., Радин В. П. Исследование напряженно-деформированного состояния подводного газопровода. *Конструктивная надежность газопроводов*. М.: ВНИИГАЗ, 1992. С. 53 – 62.
12. Радин В. П. Саликов И. А. О собственных частотах подземных и подводных трубопроводов с открытыми участками. *Конструктивная надежность газопроводов*. М.: ВНИИГАЗ, 1992. С. 102 – 108.
13. Покровский Л. Н. Приложение теорий пологих арок и пологих жестких нитей к исследованию колебаний самонесущих провисающих трубопроводов. *Известия ВУЗов Нефть и газ*. 1966. №12. С. 87–90.
14. Мехтиев Г. А. К расчету колебания подводного трубопровода от волнового воздействия. Труды ИММАН Азербайджана. 1997. Том VI (XIV). С. 236 – 237.
15. Гришко А. А., Нефедов С. В., Силкин В. М. Оценка показателей участка морского трубопровода в условиях циклического нагружения. *Надежность и ресурс газопроводных конструкций сборник*. 2003. С. 78 – 87.
16. Ільніцький М. К. Розробка методів попередження втомних руйнувань морських трубопроводів: автореф: дис. канд. техн. наук: 05.05.13 «нафтогазопроводи, бази та сховища». Івано–Франківський державний техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2001. 15 с.
17. Иванцов О. М. Надежность строительных конструкций магистральных трубопроводов. М.: Недра, 1985. 229 с.
18. Харионовский В. В. Надежность и ресурс конструкций газопроводов. М.: Недра, 2000. 464 с.
19. Аналіз аварій на магістральних трубопроводах за період 2005–2015 рр. / О.В. Вовк та ін. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2017. № 4. С. 113 – 118.
20. Terán G., Capula-Colindres S., Velázquez J. C., Fernández-Cueto M. J., Angeles-Herrera D., Herrera-Hernández H. Failure pressure estimations for pipes



with combined corrosion defects on the external surface: A comparative study. *International Journal of Electrochemical Science*, 2017. С. 10152-10176. <https://doi.org/10.20964/2017.11.86>

21. Использование методов неразрушающего контроля нефтяного оборудования и трубопроводов. Серия Борьба с коррозией и защита окружающей среды: Обзорная информация. М.: 1986. №8. – 56 с.

22. Гутман З. М., Амосов В. В., Худяков М. А. Влияние коррозионной усталости материала нефтепроводов на их надежность. *Нефтяное хозяйство*. 1977. №8. С.59 - 62.

23. Банахевич Ю. В. Прогнозування залишкової міцності та довговічності ділянок нафтогазопроводів з дефектами за експлуатаційних умов : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук : спец. 05.15.13 "Трубопровідний транспорт, нафтогазосховища". Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2011. 40. С. 33 - 37.

24. Мандрик О. М. Аналіз причин аварійних ситуацій та руйнувань магістральних газопроводів. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2015. Вип. 25.1. С. 155 - 162. URL: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/nvnltu\\_2015\\_25.1\\_27](http://nbuv.gov.ua/UJRN/nvnltu_2015_25.1_27)

25. Онищенко В. О., Винников Ю. Л., Зоценко М. Л. Эффективные конструктивно-технологические решения объектов транспортирования нефти и нефтепродуктов в складних інженерно-геологічних умовах : монографія. Полтава: Пусан А. Ф., 2018. 255 с.

26. Stepova O., Rassoja I., Blazhko L., Hanoshenko O. Calculation of Lifetime of Steel Oil Pipelines with the Account of Corrosive Environment Affect. In: Onyshchenko V., Mammadova G., Sivitska S., Gasimov A. (eds) *Proceedings of the 2nd International Conference on Building Innovations. ICBI 2019. Lecture Notes in Civil Engineering*, 2020. Vol 73. Springer, Cham. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-42939-3\\_71](https://doi.org/10.1007/978-3-030-42939-3_71)

27. Айнбиндер А. Б. Расчет магистральных и промышленных трубопроводов на прочность и устойчивость: Справочное пособие. М.: Недра, 1991. 288 с.

28. Бородавкин П. П., Березин В. Л. Сооружение магистральных трубопроводов. М.: Недра, 1987. 471 с.
29. Бородавкин П. П., Березин В. Л. Подводные трубопроводы. М.: Недра, 1979. 415 с.
30. Бородавкин П. П., Синюков А. М. Прочность магистральных трубопроводов. М.: Недра, 1984. 245 с.
31. Герштейн М. С. Динамика магистральных трубопроводов. М.: Недра, 1992. 285 с.
32. Старение труб нефтепроводов / Гумеров А. Г., Зайнуллин Р. С., Ямалеев К. М., Росляков А. В. М.: Недра, 1995. 218 с.
33. СНиП 2.05.06-85. Магистральные трубопроводы. М.: ГОСКОМ СССР по делам строительства, 1985. 52 с.
34. Грабовський Р. С. Оцінка ресурсних можливостей магістральних газопроводів із експлуатаційними дефектами. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2010. №4(37). С. 71 - 82.
35. Оцінка залишкового ресурсу труби нафтопроводу зі зовнішньою поверхневою корозійно-механічною тріщиною за ламінарного потоку нафти і багаторазових гідродарів / О. Є. Андрейків, Г. М. Никифорчин, І. П. Штойко, А. Р. Лисик. *Фізико-хімічна механіка матеріалів*. 2017. Т. 53, № 2. С. 80 - 88. URL: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/PNKhMM\\_2017\\_53\\_2\\_14](http://nbuv.gov.ua/UJRN/PNKhMM_2017_53_2_14)
36. Копей Б. В., Кузьмін О. О., Венгринюк Т. П. Аналіз поривів промислових трубопроводів в експлуатаційних умовах. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2015. № 2. С. 103 - 110.
37. Арчаков Ю. И. Водородная коррозия стали. М.: Наука, 1985. 85 с.
38. Башкин А. В. Стресс - коррозия на газопроводе Комсомольское-Челябинск. *Газовая промышленность*. 1999. № 3. С. 52 - 54.
39. Благник Р., Занова В. Микробиологическая коррозия. М.: Наука, 1965. 102 с.
40. Доронина М. А. Коррозийная ситуация на трубопроводах Западной Сибири. *Газовая промышленность*. 1999. № 3. С. 55 - 56.

41. Жук Н. П. Курс теории коррозии и защиты металлов. М.: Наука, 1976. 223 с.
42. Жуков А. П., Малахов А. И. Основы металловедения и теории коррозии. М.: Высш.шк., 1991. 169 с.
43. Дмитрах І. М., Тот Л., Білий О. Л., Сиротюк А. М.. Механіка руйнування і міцність матеріалів: довідн. посіб. під заг. ред.. Панасюка В. В... Львів: СПОЛОМ, Том 13: Працездатність матеріалів і елементів конструкцій з гострокінцевими концентраторами напружень. 2012. 316 с.
44. Томашов Н. Д., Чернова Г. П. Теория коррозии и коррозионностойкие конструкционные сплавы: учеб. пособие для вузов. М.: Металлургия, 1993. 416 с.
45. Сорокин Г. Мина замедленного действия. *Нефть России*. 1995. №11. С. 35.
46. Оценка безопасности эксплуатации трубопроводов // *Транспортировка нефти и газа*. 1991. №40. С.10-12.
47. Доусон Т. Проектирование сооружений морского шельфа / Пер. с англ. Л.: Судостроение, 1986. 288 с.
48. Ионин Д. А., Яковлев Е. И. Современные методы диагностики магистральных трубопроводов, Л.: Недра, 1987. 232 с.
49. Мурзаханов Г. Х. Прогнозирование индивидуального остаточного ресурса магистральных трубопроводов. *Строительство трубопроводов*. 1994. № 5. С.31-35.
50. Верлань А. Ф. , Сизиков В. С. Интегральные уравнения методы, алгоритмы, программы. К. Наук. думка, 1986. 544с.
51. Крижанівський Є. І., Побережний Л. Я. Методологічні аспекти дослідження взаємозв'язку процесів деформації та руйнування трубопроводів. *Нафтова і газова промисловість*. 2002. № 5. С. 33 –38.
52. Панасюк В. В. Механика квазихрупкого разрушения материалов. К.: Наук. думка, 1991. 408 с.

53. Панасюк В. В. Предельное равновесие хрупких тел с трещинами. К.: Наук. думка, 1968. 246 с.
54. Алексеев А. Я., Леонов Л. Я. Некоторые закономерности роста трещин при циклических нагрузках. Выбор и обоснование методов и норм контроля качества сварных соединений. Л.: ДАНТП, 1976. С. 36 – 43.
55. Романив О. Н., Никифорчин Г. Н. Механика коррозионного разрушения конструкционных сплавов. М.: Металлургия, 1986. 294 с.
56. Білобран Б. С., Шлапак Л. С. Напружено-деформований стан трубопроводу при його підсадці. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2003. № 1(6). С. 107 – 110.
57. Говдяк Р. М. Трубопровідне транспортування природного газу в ХХІ ст. Проблеми і перспективи розвитку. *Нафтова і газова промисловість*. 2001. № 2. С. 29 – 32.
58. Ориняк В. І., Розгонюк В. В., Тороп В. М. Ресурс, довговічність і надійність трубопроводів. Огляд сучасних підходів і проблеми нормативного забезпечення в Україні. *Нафтова і газова промисловість*. 2003. № 4. С. 54 – 57.
59. Безухов Н. И. Основы теории упругости, пластичности и ползучести. М.: Высшая школа, 1968. 512 с.
60. Гумеров А. Г., Гумеров К. М., Росляков А. В. Разработка методов повышения ресурса длительно эксплуатирующихся нефтепроводов. М.: ВНИИОЭНГ, 1991. 84 с.
61. Трощенко В. Т. Деформирование и разрушение металлов при многоцикловом нагружении. К.: Наук. думка, 1981. 344 с.
62. Вейль Г. Симметрия. М.: Наука, 1968. 192 с.
63. Каплун А. Б. Влияние параметров цикла нагружения на рост усталостных трещин (обзор). *Физ.-хим. механика материалов*. 1978. № 6. С. 47 – 54.
64. Marvin C. W. Determining the Strength of Corroded Pipe. *Materials Protection and Performance*. 1972. № 11. P. 34 – 40.

65. Аналитическое описание закономерностей распространения усталостных трещин с учетом остаточных сварочных напряжений / В. И. Труфяков, В. В. Кныш, П. П. Михеев, А. З. Кузьменко. *Автоматическая сварка*. 1985. № 6. С. 1 – 5.

66. Бутузов И. А., Минаковский В. М. Обобщенные переменные теории переноса. Киев: Вища школа, 1970. 100 с.

67. Методические рекомендации по оценке ресурса магистральных газопроводов. М.: ВНИИгаз, 2001с. 55 с.

68. Щербаков С. Г. Проблемы трубопроводного транспорта нефти и газа. М.: Наука, 1982. С. 206 – 871.

69. Красовский А. Я., Красико В. Н. Трещиностойкость сталей магистральных трубопроводов. К.: Наукова думка, 1990. 176 с.

70. Курихара, Като, Кавахара Анализ скоростей распространения усталостной трещины в широком диапазоне изменения значений коэффициента асимметрии цикла. *Теоретические основы инженерных расчетов*. 1986. № 2. С. 133 – 141.

71. Мазур И. И., Иванцов О. М. Безопасность трубопроводных систем. М.: ЕЛИМА, 2004. 1096 с.

72. Станецкий А. І. Забезпечення працездатності трубопроводів при тривалій дії експлуатаційних середовищ : дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.15.13 "Трубопровідний транспорт, нафтогазосховища". Івано-Франківськ, 2016. 154 с.

73. Мазель А. Г., Гобарев Л. А. и др. Работоспособность сварных муфт для ремонта дефектов трубопроводов под давлением. *Строительство трубопроводов*. 1996. №1. С. 16 - 22.

74. Черняев К.В. Разработка системы предупреждения отказов и продление срока службы магистральных нефтепроводов России. дис... д.т.н. - ., 1988. 348 с.

75. Зандберг А. С., Тарлинский В. Д. Механизм перераспределения нагрузок при ремонте трубопроводов с применением пластиковых муфт. *Сварочное производство*. 2000. № 12. С.11 - 18.

76. Reissner E. Note on the effect of transverse shear deformation in laminated anisotropic plate . *Comput. Meth. Appl. Mech. and Eng.* 1979. 20. №2. P. 203-209.

77. Lesmana D. S. (2015). Use of Clock Spring® as a permanent means of pipeline repair. 10.1016/B978-0-85709-684-5.00006-0.

78. Хачалов Г. Б. Расчет ортотропных составных пластинок. *Изв. вузов. Строительство*. 1992. №4. С. 29 - 32.

79. Кордер И. Ремонт магистральных нефтепроводов муфтами, заполненными эпоксидной смолой, как надежный, наилучший и дешевый метод (В.Г.Е.858). 58-ой осенний симпозиум IGE 24-25 ноября 1992г., Лондон.

80. Noor, Norhazilan & Azraai, Siti Nur Afifah & Lim, Kar Sing & Yahaya, Nordin. (2015). An Overview of Corroded Pipe Repair Techniques Using Composite Materials. *International Journal of Chemical, Molecular, Nuclear, Materials and Metallurgical Engineering*. 10. 19-25.

81. Kakavand, Ali. Rehabilitation and production of pipes using Fiber Reinforced Polymer (FRP) materials. 2019.

82. Эксплуатация магистральных нефтепроводов. Справочное издание / Под общей редакцией Ю.Д. Земенкова. Тюмень: ТюмГНГУ, 2000. С. 18 - 19.

83. Мазель А. Г., Гобарев Л. А., Нагорнов К. М., Рыбаков А. И. Сварные муфты для ремонта трубопроводов. *Газовая промышленность*. 1996. №9-10. С. 55 - 57.

84. Установка для испытания на усталость и коррозионную усталость крупногабаритных валов / Г. В. Карпенко, Р. Г. Погорецкий, Г. Н. Филимонов и др. *Физико-химическая механика материалов*. 1973. № 2. С. 84 - 88.

85. Харионовский В. В. Проблема ресурса газопроводных конструкций. *Газовая промышленность*. 1994. № 7. С. 17 - 20.

86. Івасів В. М. Методи та засоби управління бурильною колоною для забезпечення її надійності. Автореф. дис. докт. техн. наук. Івано-Франківськ, 1999. 31 с.
87. Почтенный Е. К. Кинетика усталости машиностроительных конструкций. Мн.: УП "Арти-Фекс", 2002. 186 с.
88. Алямовский А. А. Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation. Изд. 2-е. Москва: ДМК Пресс, 2015. 464 с.
89. Инженерный анализ в Ansys Workbench: учебное пособие / В. А. Бруяка, В. Г. Фокин, Е. А. Солдусова, Н. А. Глазунова, И. Е. Адеянов. Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2010. 271 с.
90. Zagrajek T., Krzesiński G., Marek P. Metoda elementow skończonych w mechanice konstrukcji. Ćwiczenia z wykorzystaniem ANSYS. Ofi cyna wydawnicza Politechniki Warszawskiej. Warszawa, 2005.
91. Городецкий А. С., Зоворицкий В. И., Лантух-Лященко А. И., Рассказов А. О.. Метод конечных элементов в проектировании транспортных сооружений. М.: Транспорт, 1981. 143 с.
92. Грабченко А. І., Федорович В. О., Гаращенко Я. М. Методи наукових досліджень: навч. посібник. Х.: НТУ"ХПІ", 2009. 142 с.
93. Халфин И. Ш. Воздействие волн на морские нефтегазопромысловые сооружения. М.: Недра, 1990. 310 е.: ил.
94. Строительные нормы и правила. Нагрузки и воздействия на гидравлические сооружения. СНиП 2.06.04. 82 с.
95. Дейнега Р. О. Розрахунок довговічності підводних трубопроводів з урахуванням впливу вертикальної складової хвильового навантаження. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2010. № 4 (26). С. 78 - 83.
96. А.с. 1068654 СССР. Устройство для устранения течи в трубопроводе / А. П. Мерзликин (СССР). Бюл. № 3. 1984. 3 с.

97. Пат. 17440 Україна, МПК F16L 55/16. Пристрій для зміцнення і герметизації трубопроводу / Шлапак Л.С., Івасин М.В., Бекер М.В. – № u 2006 04312; заявл. 17.04.2006; опуб. 15.09.2006, Бюл. № 9. 2 с.

98. Пат. 89225 Україна, МПК F16L 55/00. Пристрій для герметизації наскрізних дефектів трубопроводу / Крижанівський Є. І., Слободян В. І. Джус А. П., Івасів О. В., Ногач М. М., Кутенець В. О., Басараб В. М., Дейнега Р. О., – № u201313777; заявл. 27.11.2013; опуб. 10.04.2014, Бюл. № 7/2014. 5 с.

99. Дейнега Р. О., Артим В. І., Івасів О. В., Василюк В. М., Яновський С. Р., Басараб Р. М. Експериментальна оцінка підсилюючої здатності зварних муфт пошкоджених труб магістрального нафтопроводу. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2011. №3(40). С. 70 - 75.

100. Долинский В. М., Черемская В. И. Определение ресурса по деформациям стенки сварных сосудов. *Сварщик*. 2006. №2, С. 27 – 29.

101. Івасів В. М., Артим В. І., Дейнега Р. О., Буй В. В., Фафлей О. Я., Михайлюк В. В. Дослідження впливу корозійних дефектів на довговічність магістральних нафтопроводів. *Нафтогазова енергетика*. 2020. № 2 (26). С. 28 -35.

102. Бирилло И. Н., Яковлев А. Я. Оценка прочностного ресурса газопроводных труб с коррозионными повреждениями. Под общей редакцией докт. техн. наук, профессора И.Ю. Быкова. М.: ЦентрЛитНефтеГаз, 2008.

103. Оцінка залишкового ресурсу ділянки нафтопроводу Долина-Дрогобич з урахуванням зміни тиску нафти / В. М. Василюк, В. М. Івасів, В. І. Артим, Р. В. Рачкевич, В. Т. Болонний. *Вісник Тернопільського державного технічного університету*. 2008. Т.13. № 4. С. 49 - 55.

104. Харионовский В. В., Ботов В. М., Силкин В. М., Пахомов В. П. Опыт работ по продлению ресурса магистральных газопроводов на предприятиях ООО "Мострансгаз". *Надежность и ресурс газопроводных конструкций*: Сборник научных трудов. Москва, 2003. С. 45 - 66.

105. Крижанівський Є. І., Івасів В. М., Артим В. І., Нікітюк В. М. Схематизація випадкового навантажування методом вкладених циклів.



*Науковий вісник ІФНТУНГ. Нафтогазопромислове обладнання. Івано-Франківськ. 2002. №2. С. 47 - 54.*

106. Івасів В. М., Артими В. І., Пушкар П. В., Козак О. М. Урахування напружень низького рівня при розрахунках довговічності деталей машин. *Машинознавство. 2003. № 12. С. 17 - 20.*

107. Івасів В., Артими В., Смоляк Т., Козак О., Нікітюк В. Методика оцінки втомної довговічності та залишкового ресурсу великогабаритних деталей з допомогою локальних моделей // *Вісник Тернопільського державного технічного університету. 2005. № 1. С. 19 - 24.*

108. Bayat, Amirhosein & Moharrami, Rasoul. Numerical Analysis of explosion effects on the redistribution of residual stresses in the underwater welded pipe. *Journal of Computational and Applied Mechanics. 2016. № 47. С. 121 - 128. 10.22059/jcamech.2016.59261.*

109. Bhardwaj, Utkarsh & Teixeira, A.P. & Guedes Soares, Carlos. (2020). Uncertainty quantification of burst pressure models of corroded pipelines. *International Journal of Pressure Vessels and Piping. 188. 104208. 10.1016/j.ijpvp.2020.104208.*

110. Farhad, F., Zhang, X., & Smyth-Boyle, D. Fatigue behaviour of corrosion pits in X65 steel pipelines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 2019. No 233. P. 1771 - 1782.*

111. Cheng A., & Chen N. Corrosion fatigue crack growth modelling for subsea pipeline steels. *Ocean Engineering, 2017. No 142, P. 10-19. doi:10.1016/j.oceaneng.2017.06.057*

112. Дейнега Р. О., Івасів В. М., Михайлюк В. В., Фафлей О. Я. Дослідження впливу бандажу на дефектну ділянку трубопроводу. *Восточно-Европейский Научный Журнал. Технические науки. 2020. №54(2). С. 55 - 63.*

## ДОДАТОК А – Список публікацій здобувача Закордонні видання

1. Дейнега Р.О., Івасів В.М., Михайлюк В.В., Фафлей О.Я. Дослідження впливу бандажу на дефектну ділянку трубопроводу. *Восточно Европейский Научный Журнал. Технические науки.* 2020. №54(2). С. 55-63. ([Index Copernicus](#)).

### Фахові видання України

2. Івасів В. М., Артим В.І., Дейнега Р.О. Прогнозування залишкового ресурсу магістральних трубопроводів: проблеми і перспективи. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ.* 2007. № 3. С.102-108.

3. Дейнега Р.О. Розрахунок довговічності підводних трубопроводів з урахуванням впливу вертикальної складової хвильового навантаження. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.* 2010. № 4 (26). С. 78-83.

4. Дейнега Р.О., Артим В.І., Івасів О.В., Василюк В.М., Яновський С.Р., Басараб Р.М. Експериментальна оцінка підсилюючої здатності зварних муфт пошкоджених труб магістрального нафтопроводу. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ.* 2011. №3(40). С.70-75.

5. Івасів В.М., Дейнега Р.О., Фафлей О.Я., Михайлюк В.В., Буй В.В., Говдяк Р.М. Дослідження впливу корозійних дефектів на довговічність магістральних нафтопроводів. *Нафтогазова енергетика.* 2020. № 2 (26). С. 67-74.

### Патенти

6. Патент № 100455, Україна, F16L 55/16. Пристрій для герметизації та зміцнення трубопроводу. Крижанівський Є.І., Івасів В.М., Ногач М.М., Слободян В.І., Дейнега Р.О. № а201106740; Заявл. 30.05.2011; опубл. 25.12.2012, Бюл. № 24. 4 с.

7. Патент № 89225, Україна, F16L 55/00. Пристрій для герметизації наскрізних дефектів трубопроводу. Крижанівський Є.І., Слободян В.І., Джус

А.П., Івасів О.В., Ногач М.М., Кутенець В.О., Басараб В.М., Дейнега Р.О. № u201313777; Заявл. 27.11.2013; опубл. 10.04.2014, Бюл. № 7. 4 с.

### Матеріали конференцій

8. Івасів В.М., Артими В.І., Дейнега Р.О., Козак О.М., Татаренков О.Д. Оцінка ресурсу морських трубопроводів засобами комп'ютерного моделювання. Міжнародна науково-технічна конференція *Інтегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні – ІКТМ-2005* Національний аерокосмічний університет. 2005. Харків. С. 143-144

9. Івасів В.М., Артими В.І., Дейнега Р.О., Козак О.М., Татаренков О.Д. Коливання морських трубопроводів під впливом хвиль. *Научные исследования и их практическое применение. Современное состояние и пути развития. Сборник трудов научно-практической конференции. Том 9. Транспорт, физика и математика.* 2005. Одесса: Черноморье. С. 33-37.

10. Івасів В.М., Артими В.І., Гладун В.В., Дейнега Р.О. Модель багатоциклового корозійно-втомного пошкодження деталей машин. *Механічна втома металів. Під ред. Троценка В.Т. Праці колоквиуму.* 2006. Тернопіль. С. 198-203.

11. Івасів В.М., Артими В.І., Дейнега Р.О., Татаренков О.Д. Оцінка фактичної навантаженості та довговічності підводного трубопроводу під впливом хвиль. *Проблеми нафтогазової промисловості. Збірник наукових праць.* Випуск 3. К: 2006. С. 284-293.

12. Івасів В.М., Артими В.І., Дейнега Р.О. Прогнозування залишкового ресурсу магістральних трубопроводів: проблеми і перспективи. Міжнародна науково-технічна конференція. *Ресурсозберігаючі технології в нафтогазовій енергетиці "ІФНТУНГ-40"*. 16-20 квітня 2007 Анотації. Івано-Франківськ, 2007. с. 89.

13. Дейнега, Р. О. Артими В.І., Рачкевич Р.В., Татаренков О.Д. Напружено-деформований стан трубопроводів в умовах непроєктних морських ділянок. Міжнародна науково-технічна конференція молодих

вчених. *Техніка і прогресивні технології в нафтогазовій інженерії*. 16-20 вересня 2008. Івано-Франківськ. с. 48

14. Івасів В.М., Артим В.І., Дейнега Р.О., Рачкевич Р.В. Прогнозування залишкового ресурсу газопроводу з урахуванням пульсацій тиску. *Механіка і фізика руйнування будівельних матеріалів і конструкцій*. 2009. Львів. С. 624-629.

15. Івасів В.М., Артым Л.Е., Дейнега Р.А., Басараб Р.Н. Оценка остаточного ресурса участка трубопровода с локальными коррозионными дефектами. *Надежность и безопасность магистрального трубопроводного транспорта: VII междунар. Науч.-техн. Конф., Новополюцк, 22-25 ноября 2011г.* Новополюцк: Полоц.гос.ун-т; 2011. 292 с.

16. Слободян В.И., Івасів В.М., Артым В.И., Дейнега Р.А.. Обеспечение надежности газопровода после замены поврежденных участков с помощью исследования моделей - вырезок. *Надежность и безопасность магистрального трубопроводного транспорта: VII междунар. Науч.-техн. Конф., Новополюцк, 22-25 ноября 2011г.* / Полоц.гос.ун-т; под общ. Ред. Д-ра техн. Наук, проф. В.К.Липского. Новополюцк, 2011. 292 с.

17. Дейнега Р.О., Артим В.І., Івасів О.В., Василюк В.М., Яновський С.Р., Басараб Р.М. Експериментальна оцінка міцності труби магістрального нафтопроводу зі зварними муфтами. *Нафтогазова енергетика – 2011*. Міжнародна науково-технічна конференція. 10-14 жовтня 2011р. Івано-Франківськ. С.83.

18. Василюк В.М., Яновський С.Р., Артим В.І., Дейнега Р.О., Івасів О.В., Басараб Р.М. Дослідження впливу корозійних дефектів на довговічність магістральних нафтопроводів. Міжнародну науково-технічну конференцію. *Проблеми і перспективи транспортування нафти і газу (ПТТНГ-12)*. 15-18 травня 2012р. Івано-Франківськ. 340 с.

19. Дейнега Р.О. Ремонт пошкоджених ділянок трубопроводу бандажними муфтами. Міжнародна науково-технічна конференція. *Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та*

*диверсифікації постачання нафти і газу ПМ-2016*. 16-20 травня 2016р. Івано-Франківськ. С. 219-223.

20. Івасів В.М., Дейнега Р.О., Михайлюк В.В. Оцінка залишкового ресурсу труби магістрального нафтопроводу з корозійними дефектами. Матеріали V Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів. *Актуальні задачі сучасних технологій*. 17-18 листопада 2016. Тернопіль. С. 40-41.

21. Івасів В.М., Дейнега Р.О. Експериментальна оцінка відремонтованої ділянки магістрального нафтопроводу. *Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу PGE – 2018*. 24-27 квітня 2018р. Івано-Франківськ. С.263-269..

**ДОДАТОК Б – Методика оцінки фактичної навантаженості і прогнозування залишкового ресурсу підводного трубопроводу**

**Міністерство освіти і науки України**

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

**«ЗАТВЕРДЖУЮ»**

Перший заступник голови правління

ДАТ «Чорноморнафтогаз»

 **Р. М. Зльницький**  
2008р



**МЕТОДИКА ОЦІНКИ ФАКТИЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ І  
ПРОГНОЗУВАННЯ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ПІДВОДНОГО  
ТРУБОПРОВОДУ**

**«ПОГОДЖЕНО»**

Заступник Директора Дирекції по  
виробництву ДАТ «Чорноморнафтогаз»

 **Л. П. Мельник**  
2008р

**«ПОГОДЖЕНО»**

Директор НДІ НГЕ і Е

**ІФНТУНГ**

 **В. М. Івасів**  
2008р



Івано-Франківськ  
2008

**РОЗРОБЛЕНО**

Івано-Франківським національним технічним університетом нафти і газу

**РОЗРОБНИКИ:** Є. І. Крижанівський, д-р техн. наук; В. М. Івасів, д-р техн. наук; Б. Д. Малько, д-р техн. наук; В.І. Артим, к.т.н.; Р. О. Дейнега (ІФНТУНГ).

## **1 СФЕРА ЗАСТОСУВАННЯ**

Методику застосовують у нафтогазовидобувній промисловості з метою:

- розрахунку навантажень трубопроводів від хвиль і течій;
- визначення напружень та залишкового ресурсу трубопроводів;
- забезпечення надійності морських трубопроводів.



## 2 НОРМАТИВНІ ПОСИЛАННЯ

У цій методиці є посилання на такі нормативні документи:

ДСТУ 1.0: 2003 Національна стандартизація України. Основні положення.

ДСТУ 1.2: 2003 Національна стандартизація України. Правила розроблення національних нормативних документів.

ДСТУ 1.5: 2003 Правила побудови, викладання, оформлення та вимоги до змісту нормативних документів. (ISO/IEC Directives, part 2, 2001, NEQ).

ДСТУ 2444 – 94 Розрахунки та випробування на міцність. Опір втомі. Терміни та визначення.

ДСТУ 3278 – 95 Система розроблення та поставлення продукції на виробництво. Основні терміни та визначення.

ДСТУ 3396.0 – 96 Захист інформації. Технічний захист інформації. Основні положення.

СНиП 2.06.04 – 82. Нагрузки и воздействия на гидравлические сооружения.

### 3 ПОЗНАКИ ТА СКОРОЧЕННЯ

Нижче подано позначки та скорочення, вжиті в цьому стандарті

3.1 ТП – трубопровід;

3.2  $\bar{T}$  – середній період хвилі, с;

3.3  $\omega = \frac{2\pi}{\bar{T}}$  – колова частота хвилі, с<sup>-1</sup>;

3.4 t – час, с;

3.5  $\lambda$  – середня довжина хвилі, м;

3.6  $\rho$  – густина води, кг/м<sup>3</sup>;

3.7 g – прискорення вільного падіння, рівне 9,81 м/с<sup>2</sup>;

3.8 h – глибина акваторії, м;

3.9 H – висота хвилі, м;

3.10  $k = \frac{2\pi}{\lambda}$  – хвильове число.

## 4 РОЗРАХУНОК ШВИДКОСТІ ТА ПРИСКОРЕННЯ ЧАСТИНОК ХВИЛЬ

Під терміном "морські хвилі" (параметри хвиль показані на рисунку 1) розуміють рух поверхні моря в нерегулярній послідовності горбів та западин.

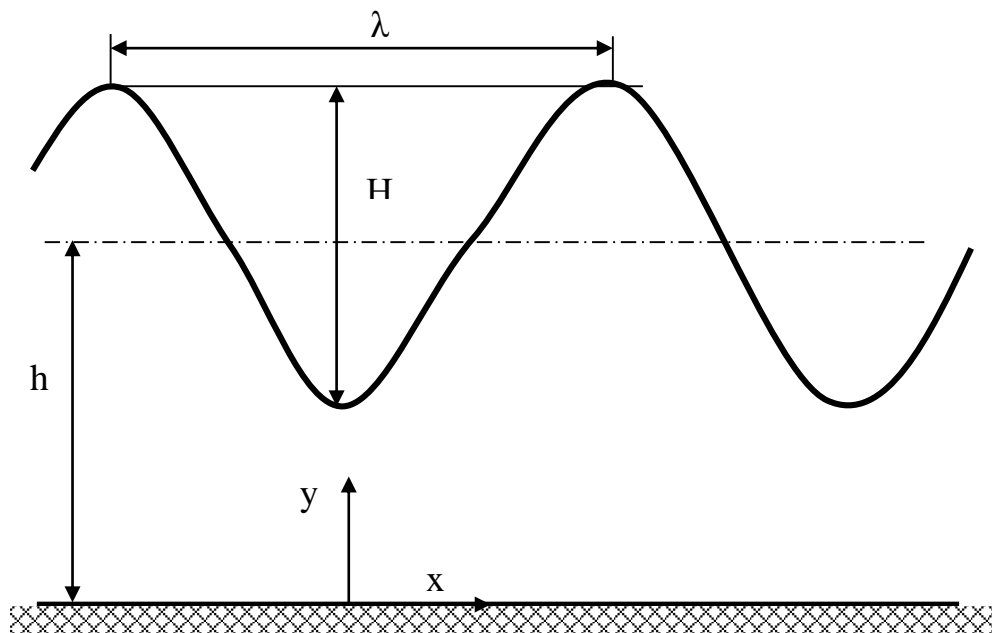


Рисунок 1 – Параметри хвиль

Вони пов'язані, в першу чергу, з впливом вітру на вільну поверхню води і тому досягають найбільшого розміру в районі експлуатації споруди в той час, коли там складаються штормові умови.

В інженерній практиці для розрахунку впливу хвиль на споруду переважно розглядають одиночну хвилю, обумовлену екстремальними штормовими умовами, або використовується статистична теорія хвиль при тих самих умовах. В обох випадках треба встановити зв'язок між характеристиками хвиль, швидкостями та прискореннями.

#### 4.1 Розрахунок швидкості частинок хвиль

Теорія хвиль кінцевої амплітуди була розвинута Дж. Г. Стоксом. В основу ідеї Стокса покладено метод розкладання рівняння хвильової поверхні в ряд і визначення коефіцієнтів розкладання з рівнянь гідродинаміки для хвиль кінцевої амплітуди. У відповідності з теорією Стокса рівняння поверхні хвилі має вигляд [1]:

$$y = h + \frac{1}{k} \cdot \sum_{n=1}^5 F_n \cdot \cos(n \cdot (k \cdot x - \omega \cdot t)), \quad (1)$$

де

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= a \\ F_2 &= a^2 \cdot F_{22} + a^4 \cdot F_{24} \\ F_3 &= a^3 \cdot F_{33} + a^5 \cdot F_{35} \\ F_4 &= a^4 \cdot F_{44} \\ F_5 &= a^5 \cdot F_{55} \end{aligned} \right\}. \quad (2)$$

Тут параметри форми хвилі  $F_{22}, F_{24}, F_{33}, F_{35}, F_{44}, F_{55}$ , залежні від  $k \cdot H$ , і параметр висоти хвилі  $a$ , пов'язані між собою відношенням:

$$k \cdot H = 2 \cdot \left[ a + a^3 \cdot F_{33} + a^5 \cdot (F_{35} + F_{55}) \right] \quad (3)$$

Параметри  $F_{22}, F_{24}, F_{33}, F_{35}, F_{44}, F_{55}$  при деяких значеннях відношення  $h/\lambda$  наведені у таблиці А2.

Горизонтальна  $V_x$  та вертикальна  $V_y$  складові швидкості частинок рідини з координатами  $x, y$  (початок координат на дні), мають значення [1]:

$$V_x = \frac{\omega}{k} \cdot \sum_{n=1}^5 G_n \frac{ch(n \cdot k \cdot y)}{sh(n \cdot k \cdot h)} \cos n(k \cdot x - \omega \cdot t) \quad (4)$$

$$V_y = \frac{\omega}{k} \cdot \sum_{n=1}^5 G_n \frac{sh(n \cdot k \cdot y)}{sh(n \cdot k \cdot h)} \sin n(k \cdot x - \omega \cdot t) \quad (5)$$

де

$$\left. \begin{aligned} G_1 &= a \cdot G_{11} + a^3 \cdot G_{13} + a^5 \cdot G_{15} \\ G_2 &= 2 \cdot (a^2 \cdot G_{22} + a^4 \cdot G_{24}) \\ G_3 &= 3 \cdot (a^3 \cdot G_{33} + a^5 \cdot G_{35}) \\ G_4 &= 4 \cdot a^4 \cdot G_{44} \\ G_5 &= 5 \cdot a^5 \cdot G_{55} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Тут  $G_{11}, G_{13}, G_{15}, G_{22}, G_{24}, G_{33}, G_{35}, G_{44}, G_{55}$  – параметри швидкості хвилі, залежні від  $k \cdot h$ . Їх значення зведені в таблиці А2, А3.

Співвідношення між коловою частотою і хвильовим числом має вигляд:

$$\omega^2 = g \cdot k \left( 1 + a^2 \cdot C_1 + a^4 \cdot C_2 \right) \cdot th(k \cdot h), \quad (7)$$

де  $C_1, C_2$  – параметри частоти хвилі, значення яких при різних  $h/\lambda$  наведені в таблиці А4.

Швидкість розповсюдження хвилі за теорією Стокса має значення

$$C = \frac{\omega}{k} = \sqrt{\frac{g}{k} \cdot \left( 1 + a^2 \cdot C_1 + a^4 \cdot C_2 \right) \cdot th(k \cdot h)}. \quad (8)$$

Розрахунки для визначення швидкості частинок рідини по глибині акваторії показують, що дія хвиль передається на глибину до 20 м і більше.

#### 4.2 Прискорення частинок хвиль

Після визначення складових ( $V_x$  і  $V_y$ ) швидкості частинок рідини можна знайти складові прискорення

$$\begin{aligned}
 a_x &= \frac{\partial v_x}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial v_x}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial v_x}{\partial y}; \\
 a_y &= \frac{\partial v_y}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial v_y}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial v_y}{\partial y}.
 \end{aligned}
 \tag{9}$$

Введемо позначення коефіцієнтів складових швидкості частинок води у формулах швидкості  $V_x$  і  $V_y$ .

$$\left. \begin{aligned}
 U_n &= G_n \cdot \frac{ch(n \cdot k \cdot y)}{sh(n \cdot k \cdot h)} \\
 V_n &= G_n \cdot \frac{sh(n \cdot k \cdot y)}{sh(n \cdot k \cdot h)}
 \end{aligned} \right\}
 \tag{10}$$

Після підстановки цих формул у вираз для складових прискорення (9) та проведення відповідних тригонометричних перетворень отримаємо:

$$a_x = \frac{k \cdot c^2}{2} \cdot \sum_{n=1}^5 R_n \cdot \sin(n \cdot (k \cdot x - \omega \cdot t));
 \tag{11}$$

$$a_y = -\frac{k \cdot c^2}{2} \cdot \sum_{n=1}^5 S_n \cdot \cos(n \cdot (k \cdot x - \omega \cdot t)),$$

де

$$\left. \begin{aligned}
 R_1 &= 2 \cdot U_1 - U_1 \cdot U_2 - U_2 \cdot U_3 - V_1 \cdot V_2 - V_2 \cdot V_3 \\
 R_2 &= 4 \cdot U_2 - U_1^2 + V_1^2 - 2U_1 \cdot U_3 - 2V_1 \cdot V_3 \\
 R_3 &= 6 \cdot U_3 - 3U_1 \cdot U_2 + 3V_1 \cdot V_2 - 3 \cdot U_1 \cdot U_4 - 3V_1 \cdot V_4 \\
 R_4 &= 8 \cdot U_4 - 2 \cdot U_2^2 + 2 \cdot V_2^2 - 4 \cdot U_1 \cdot U_3 + 4V_1 \cdot V_3 \\
 R_5 &= 10 \cdot U_5 - 5 \cdot U_1 \cdot U_4 - 5 \cdot U_2 \cdot U_3 + 5 \cdot V_1 \cdot V_4 + 5 \cdot V_2 \cdot V_3
 \end{aligned} \right\},
 \tag{12}$$

та

$$\left. \begin{aligned}
 S_1 &= 2 \cdot V_1 - 3 \cdot U_1 \cdot V_2 - 3 \cdot U_2 \cdot V_1 - 5 \cdot U_2 \cdot V_3 - 5 \cdot U_3 \cdot V_2 \\
 S_2 &= 4 \cdot V_2 - 4 \cdot U_1 \cdot V_3 - 4 \cdot U_3 \cdot V_1 \\
 S_3 &= 6 \cdot V_3 - U_1 \cdot V_2 + U_2 \cdot V_1 - 5 \cdot U_1 \cdot V_4 - 5 \cdot U_4 \cdot V_1 \\
 S_4 &= 8 \cdot V_4 - 2 \cdot U_1 \cdot V_3 + 2 \cdot U_3 \cdot V_1 + 4 \cdot U_2 \cdot V_2 \\
 S_5 &= 10 \cdot V_5 - 3 \cdot U_1 \cdot V_4 + 3 \cdot U_4 \cdot V_1 - U_2 \cdot V_3 + U_3 \cdot V_2
 \end{aligned} \right\}.
 \tag{13}$$

## 5 ОЦІНКА ФАКТИЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ ПІДВОДНОГО ТП

Циклічні навантаження на підводний ТП, що діють протягом тривалого часу, можуть виникати при обтіканні вільних прольотів придонними течіями і при хвильовому навантаженні в прибережній зоні. При проектуванні морських ТП розрахунок на багатоциклову втому звичайно не проводять. Це пов'язано з тим, що з метою запобігання негативного впливу хвильового навантаження прибережні ділянки газопроводу бетонуються й укладаються в траншею. Однак ця умова не завжди виконується через обмеження технічного характеру. До того ж варто враховувати різного роду випадкові позаштатні ситуації, у результаті яких довжина вільних прольотів на даній ділянці може істотно змінюватися.

### 5.1 Експлуатаційні навантаження підводного ТП

Основними нормативними навантаженнями, діючими на підводний ТП є [2]:

- внутрішній надлишковий тиск продукту, що транспортується;
- температурний перепад – різниця між температурою води при прокладці ТП і температурою при його експлуатації;
- вага ТП, ґрунту засипки і продукту, що транспортується;
- опір навколишнього ґрунту зсуву ТП;
- інші навантаження, що визначаються конструкцією і умовами експлуатації конкретної ТП системи.

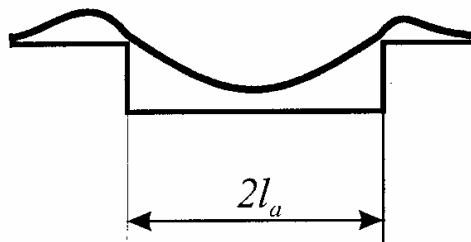
Найпоширеніші ненормативні навантаження на підводну ділянку ТП – це течії, хвилі і механічна дія водного транспорту, як на сам ТП, так і на прилеглий до нього ґрунтовий масив. Крім того, як небезпечне ненормативне навантаження може виступати короткочасне перевищення внутрішнього надлишкового тиску на якій-небудь ділянці ТП нормативного рівня, при зміні режиму транспортування продукту.

Відзначимо, що всі розглянуті вище основні види нормативних і ненормативних навантажень носять випадковий характер.

Крім механічних навантажень, широко поширеним і небезпечним з погляду міцності **ТП** конструкції чинником є, перш за все, корозійна дія навколишнього середовища на **ТП** в місцях пошкодження ізоляційного покриття, яка викликає появу на зовнішніх поверхнях стінок **ТП** локальних корозійних дефектів а також внутрішньо трубна корозія. Менш поширеним, але не менш небезпечним чинником, є зниження товщини стінки в місцях вигинів **ТП**.

## 5.2 Коливання ділянки підводного **ТП** під дією морської течії

Для оцінки динамічного напружено-деформованого стану користуються схемою, зображеною на рис. 2.



**Рисунок 2** – Розрахункова схема при дії течій

При цьому будемо припускати, що довжини розмитих ділянок малі у порівнянні з відстанями між ними. Такий випадок є найбільш небезпечний. При описанні гідродинамічних зусиль користуються гіпотезою про вимушені коливання. Крім цього будемо припускати, що швидкість придонної течії та гідродинамічні коефіцієнти сталі вздовж осі вільного прольоту. Розглядають коливання вільних прольотів тільки у напрямі, перпендикулярному до прольоту. Це припущення виправдано, так як для глибоководних ділянок амплітуди вібрацій **ТП** у площині потоку незначні внаслідок відносно малих швидкостей придонних течій і відсутності хвильового навантаження.



Сумарний прогин вільної ділянки можна подати у вигляді суми статичного  $y_s(z)$  та динамічного  $y_d(z,t)$  прогинів. З урахуванням припущень рівняння пружної осі вільного прольоту при цьому приймає вигляд:

$$EI \frac{d^4 y_s}{dz^4} = q; M \frac{\partial^2 y_d}{\partial t^2} + b \frac{\partial y_d}{\partial t} \left| \frac{\partial y_d}{\partial t} \right| + EI \frac{\partial^4 y_d}{\partial z^4} = F_{LK} \sin(\theta t), \quad (14)$$

де

$$M = m + 0.25C_i \rho_g \pi D^2, \quad b = 0.5C_v \rho_g D, \quad F_{LK} = 0.5C_y \rho_g D U^2. \quad (15)$$

У формулах (14), (15)  $E$  – модуль пружності матеріалу **ТП**, Па;  $I$  – момент інерції поперечного перерізу труби, м<sup>4</sup>;  $q$  та  $m$  – погонна вага у воді та маса труб з урахуванням транспортованого продукту, Н та кг;  $\rho_g$  – густина води, кг/м<sup>3</sup>;  $D$  – зовнішній діаметр **ТП**, м, а  $C_i$ ,  $C_v$  та  $C_y$  – відповідно інерційний, швидкісний та підйомний коефіцієнти, безрозмірні величини. Для практичних розрахунків приймаємо  $C_i=1.0$ ,  $C_v=2$ ,  $C_y=0.8$  [4]. Згідно з [5], значення кругової частоти зриву  $\theta$  задаємо у вигляді:

$$\theta = \begin{cases} \frac{2 \cdot \pi \cdot Sh \cdot U}{D}, & U < U_*; \\ \Omega, & U_* \leq U \leq U_{**}; \end{cases} \quad (16)$$

де  $\Omega$  – перша власна частота згинаючих коливань вільного прольоту;  $U_*$  і  $U_{**}$  – відповідні критичні швидкості області синхронізації вихорів,  $Sh$  – число Струхаля:

$$\Omega = \frac{\pi^2}{4 \cdot L^2} \sqrt{\frac{E \cdot I \cdot (1 + \delta)}{M}}, \quad \delta = \frac{N \cdot L^2}{\pi^2 \cdot E \cdot I}, \quad U_* = \frac{\Omega \cdot D}{2 \cdot \pi \cdot Sh}, \quad U_{**} \approx 1.3 \cdot U_*, \quad (17)$$

де  $L$  – півдовжина вільного прольоту,  $Sh=0.2$ , безрозмірна величина.

Будемо вважати, що ґрунт являє собою тверду основу, а точки дотикання при згині не змінюють свого положення щодо повздовжньої координати. Тоді граничні умови для рівнянь (14) приймають вигляд:

$$\left. \frac{d^2 y_s}{dx^2} \right|_{x=\pm L} = \left. \frac{\partial^2 y_d}{\partial x^2} \right|_{x=\pm L} = 0, \quad y_s \Big|_{x=\pm L} = y_d \Big|_{x=\pm L} = 0. \quad (18)$$

Розв'язок другого з рівнянь (14) може бути знайдено тільки чисельно. Наближений розв'язок системи (14)-(18) можна представити в наступному вигляді:

$$y_s(x) \approx \frac{q(x^4 - 6 \cdot L^2 \cdot x^2 + 5 \cdot L^4)}{24 \cdot E \cdot I \cdot (1 + \delta)}, \quad y_d(x, t) \approx f \cdot \sin(\theta \cdot t + \varphi_0) \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot x}{2 \cdot L}\right), \quad (19)$$

$$f^2 \left( (\Omega^2 - \theta^2)^2 + \varepsilon^2 \cdot \theta^4 \cdot f^2 \right) = R^2, \quad \operatorname{tg} \varphi_0 = -\frac{\varepsilon \cdot \theta^2 \cdot f}{\Omega^2 - \theta^2},$$

де

$$\varepsilon = \left( \frac{8}{3 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{b}{M}, \quad R = \frac{4 \cdot F_{LK}}{\pi \cdot M}. \quad (20)$$

Розв'язок (19)-(20) можна використовувати при  $\delta > -1$  і частотах зриву вихорів менших за другу власну частоту згинаючих коливань вільного прольоту  $\omega_2 = \frac{61.62}{l^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{m}}$ . В інших випадках слід користуватися чисельним розрахунком на ЕОМ.

### 5.3 Коливання ділянки підводного ТП під дією морських хвиль

Будемо розглядати ТП на розмитій ділянці, не захищений від дії хвиль. Вважатимемо, що:

податливість ґрунту відсутня, тобто ТП на кінцях є жорстко защемлений (див. рис. 3);

напрямок хвилі перпендикулярний до осі ТП;

такий варіант є найбільш небезпечний з точки зору виникнення максимальних напружень при коливаннях.

Визначаються найбільш суттєві фактори, що впливають на надійність ТП, та вплив зміни проектних параметрів ТП на значення показників механічної надійності.

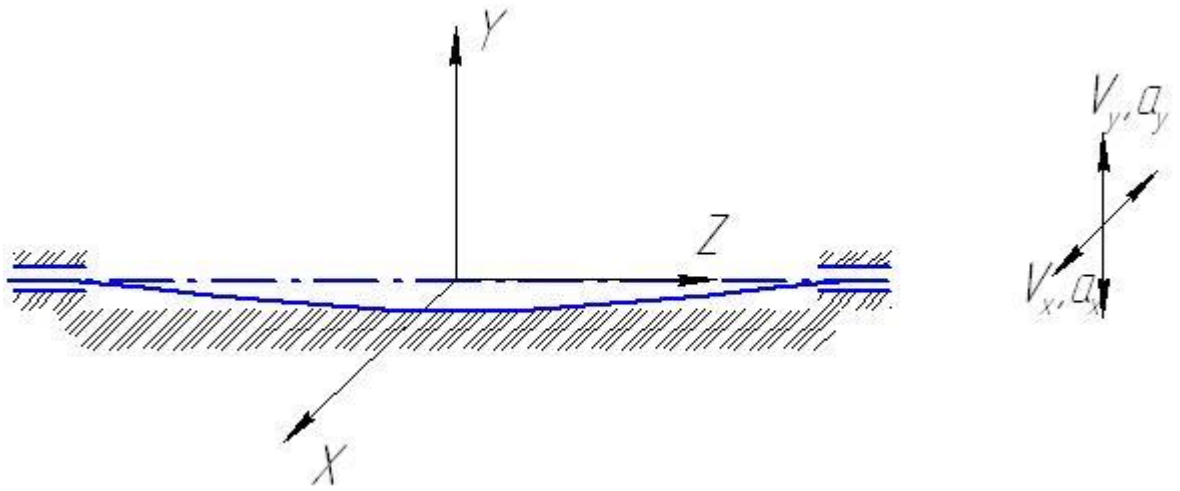


Рисунок 3 – Розрахункова схема підводного ТП при дії хвиль.

### 5.3.1 Горизонтальні коливання

Вимушені коливання ТП на розмитій ділянці в горизонтальній площині під дією морських хвиль описуються рівнянням:

$$EI \frac{\partial^4 x(z,t)}{\partial z^4} + m \frac{\partial^2 x(z,t)}{\partial t^2} + \frac{1}{4} C_i \rho \pi D^2 \left( \frac{\partial^2 x(z,t)}{\partial t^2} - a_x(t) \right) + \frac{1}{2} C_v \rho D \left( \frac{\partial x(z,t)}{\partial t} - v_x(t) \right) \left( \left| \frac{\partial x(z,t)}{\partial t} - v_x(t) \right| \right) = 0 \quad (21)$$

з відповідними граничними умовами

$$y(x,0) = 0; \quad y(-L,t) = y(L,t) = 0; \quad y'(-L,0) = y'(L,0) = 0; \quad y''(x,0) = 0.$$

### 5.3.2 Вертикальні коливання

Вимушені коливання розмитої ділянки ТП у вертикальній площині під дією течій описуються рівнянням:

$$EI \frac{\partial^4 y(z,t)}{\partial z^4} + m \frac{\partial^2 y(z,t)}{\partial t^2} + \frac{1}{4} C_i \rho \pi D^2 \left( \frac{\partial^2 y(z,t)}{\partial t^2} - a_y(t) \right) +$$

$$+ \frac{1}{2} C_v \rho D \left( \frac{\partial y(z,t)}{\partial t} - v_y(z,t) \right) \left( \left| \frac{\partial y(z,t)}{\partial t} - v_y(z,t) \right| \right) + \frac{1}{2} C_y \rho D \left( \frac{\partial x(z,t)}{\partial t} - v_x(t) \right)^2 = 0$$

(22)

з граничними умовами, аналогічними п 5.3.1.

У формулі вертикальних коливань останній доданок враховує дію виштовхуючої сили води на підводний **ТП**.

#### 5.4 Оцінка параметрів циклічного навантаження підводного **ТП**

Внаслідок динамічних коливань **ТП** на розмитій ділянці в ньому виникають напруження згину. Циклічний характер коливань спричиняє накопичення втомних пошкоджень в **ТП**, що може призвести до його руйнування. Для прогнозування довговічності та залишкового ресурсу ділянки **ТП** під дією течії чи хвиль необхідно знати параметри циклів напружень в його найбільш навантаженому перерізі, а саме: частота коливань  $w$ , амплітуда  $\sigma_a$  і коефіцієнт асиметрії  $R$ .

Частота коливань співпадає з частотами зриву вихрів при дії течії або хвиль при хвильовому навантаженні. У зв'язку з тим, що рівняння коливань **ТП** під дією хвиль не розв'язуються в аналітичному вигляді, постає задача визначення параметрів  $\sigma_a$  і  $R$  за результатами чисельного розв'язку рівнянь вимушених коливань **ТП** (21, 22) у вигляді дискретних значень координат пружної осі  $x(z_i, t_i)$ ,  $y(z_i, t_i)$ . Задача вирішується за реалізованою у вигляді спеціальної програми методикою. Програма складається з наступних етапів.

6. Визначення часу  $t_j$ , при якому прогин на середині вільного прольоту приймає максимальне значення.

7. Поліномна апроксимація пружної лінії **ТП** при  $t = t_j$  у вигляді  $x = f_1(z)$   
,  $x = f_2(z)$ .

8. Визначення функції максимальних напружень згину в площинах  $xz$ ,  $yz$  у вигляді  $\sigma_{\max_{x,y}} = 0.5EDf''(z)$ .

9. Визначення максимальної амплітуди циклу  $\sigma_a$  і небезпечного перерізу  $z_j$  згідно з умовою  $\sigma_a(z_j) = \max \sqrt{\sigma_{\max_x}^2(z_j) + \sigma_{\max_y}^2(z_j)}$ .

10. Визначення коефіцієнта асиметрії циклу напружень в небезпечному перерізі  $R$  за рівнянням  $R = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a}$ , де  $\sigma_m$  – статичне напруження в небезпечному перерізі, визначене за формулою  $\sigma_m = \sqrt{\sigma_{\text{кц}}^2 + \sigma^2 - \sigma_{\text{кц}} \cdot \sigma}$ .

де  $\sigma_{\text{кц}} = \frac{(p_i - p_0) \cdot D}{2 \cdot \delta}$  – кільцеве напруження, МПа;

$p_i$  – внутрішній тиск, МПа;

$p_0 = \rho \cdot g \cdot h \cdot 10^{-6}$  – зовнішній тиск, МПа;

$\sigma = \frac{4}{3} \cdot \frac{q \cdot L}{\pi \cdot D^2 \cdot \delta}$  – максимальне статичне напруження згину в небезпечному

перерізі, МПа.

## 6 ПРОГНОЗУВАННЯ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ПІДВОДНОГО ТП

Аварії на підводних морських магістральних ТП, як правило, супроводжуються найбільш важкими екологічними і економічними наслідками. Так, ремонт підводних ТП є задачею часто складнішою (і в технологічному, і в економічному аспектах), ніж будівництво нового [6]. Тому підводні ТП можна віднести до одних з найвідповідальніших об'єктів, забезпеченню міцності і надійності яких повинна надаватися особлива увага як на стадії проектування, так і протягом всього періоду їх експлуатації.

Згідно з нормативною документацією [7] прокладка підводних ТП повинна проводитися із заглибленням їх у дно. При належному виконанні всіх нормативних вимог при проектуванні і будівництві для оцінки міцності таких ТП можна використовувати обчислювальну технологію аналізу напружено-деформованого стану підземних ТП. Проте на даний час в нафтогазовій промисловості велика кількість морських ТП експлуатуються з відступами від проектних параметрів, будівельних норм і правил по глибині прокладання, довантаженню, рельєфу укладання, облаштуванню берегових схилів і т.п. В таких випадках залишковий ресурс лімітується втомно-корозійним пошкодженням від динамічних коливань ТП на відкритих ділянках.

Для визначення залишкового ресурсу підводного ТП необхідно користуватися імовірнісними методами розрахунку. Ефективність і перспективність використання імовірнісних методів розрахунку на втому пов'язані з тим, що на основі врахування закономірного розсіювання характеристик міцності і навантаженості вони дозволяють розрахувати функцію розподілу ресурсу ТП до виникнення втомної тріщини, яка є найважливішою характеристикою довговічності, надійності деталі і її поведінки в процесі експлуатації. Емпіричну оцінку функції розподілу ресурсу отримують статистичною обробкою даних про кількість випадків появи втомної тріщини в умовах експлуатації.

Для прогнозування залишкового ресурсу необхідно вирішити такі задачі:

- визначення розрахункових характеристик опору корозійній втоми **ТП**;
- визначення параметрів навантажування **ТП** (див. Розділ 5);
- визначення функцій розподілу ресурсу **ТП**.

### 6.1 Визначення статистичних характеристик кривої втоми **ТП**

Важливим етапом роботи є визначення статистичних характеристик кривої втоми. Це дозволяє проводити розрахунки залишкового ресурсу з урахуванням імовірності неруйнування, що є необхідною умовою як при плануванні діагностики ділянок **ТП**, так і при прийнятті рішення про їх ремонт чи заміну. Для вирішення проблеми оцінки залишкового ресурсу доцільно використовувати кінетичні діаграми втоми [8]. При регулярному навантаженні, коли параметри циклу не змінюються в часі, імовірнісна діаграма втоми у вигляді кривих рівної ймовірності неруйнування може бути відтворена за допомогою рівнянь кривої втоми [9]

$$N = \frac{Q}{\sigma_{екв}} \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{\sigma_{екв} - \bar{\sigma}_{R1}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \quad (23)$$

або

$$\frac{N}{N_0} = \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{\sigma_{екв} - \bar{\sigma}_{R1}}{V} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \quad (24)$$

та функцій нормального розподілу значень границі витривалості

$$\sigma_{rR}^- = \bar{\sigma}_{rmin} - tS_{rmax} \quad (t \geq 0), \quad (25)$$

де  $N$  – кількість циклів до руйнування деталей;

$N_0$  – кількість циклів до точки нижнього перегину кривої втоми;

$\sigma$  – максимальне напруження циклу регулярного навантаження з

постійним значенням коефіцієнта асиметрії, МПа;

$V_0$  – параметр з розмірністю напруження, МПа;

$Q$  – коефіцієнт витривалості, МПа;

$\bar{\sigma}_{rmin}$  – нижня межа довірчого інтервалу для середнього значення границі витривалості при регулярному навантаженні з коефіцієнтом асиметрії  $r$ , МПа;

$S_{rmax}$  – верхня межа довірчого інтервалу для квадратичного відхилення значень границі витривалості, МПа;

$\sigma_{rR}$  – частинне значення границі витривалості, що відповідає ймовірності неруйнування  $R$ , МПа;

$t$  – квантиль нормального розподілу.

Параметр  $V$  визначають за рівнянням

$$\frac{1}{V} = \frac{1}{\alpha \cdot V_0} + \frac{1}{\sigma R}, \quad (26)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт узгодження кривих втоми у формі (23) і (24).

За результатами випробувань втоми деталей визначаються параметри рівняння кривої втоми ( $Q$  і  $V_0$ ) і функції нормального розподілу значень границі витривалості ( $\bar{\sigma}_r$  і  $S_r$ ).

Визначення параметрів  $\bar{\sigma}_r$ ,  $V_0$  і  $Q$  проводять за методом найменших квадратів різниці  $(\sigma_{R_i} - \bar{\sigma}_R)^2$  згідно з алгоритмом, наведеним в [10]. Основні рівняння для реалізації алгоритму мають вигляд

$$x_i = \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{N_i \sigma_i}{Q} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}; y_i = \sigma_i;$$

$$\bar{\sigma}_R = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i^2) \sum_{i=1}^n y_i - \sum_{i=1}^n (x_i y_i) \sum_{i=1}^n x_i}{n \sum_{i=1}^n (x_i^2) - \left( \sum_{i=1}^n x_i \right)^2}; \quad (27)$$



$$V_0 = \frac{n \sum_{i=1}^n (x_i y_i) - \sum_{i=1}^n x_i \sum_{i=1}^n y_i}{n \sum_{i=1}^n (x_i^2) - \left( \sum_{i=1}^n x_i \right)^2};$$

$$\sigma_{Ri} = \sigma_i - V_0 \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{N_i \sigma_i}{Q} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}.$$

## 6.2 Методика прогнозування довговічності та залишкового ресурсу деталей з допомогою кінетичних діаграм

Суть даної методики полягає в наступному.

На першому етапі натурні деталі чи зразки-моделі групуємо за ступінню їх пошкодження. Вибірки можуть бути і невеликими (5-10 шт.), але доцільно мати збільшену кількість зразків з початковим рівнем пошкодження (нових). Потім проводимо серію втомних випробувань зі зразками кожної групи.

Більша кількість непошкоджених зразків дозволить одержати початкові орієнтовні параметри кривої втоми з більшою довірчою імовірністю. Ці параметри використовуються для призначення рівнів експериментального навантаження зразкам з наступних серій. Рівні навантаження визначають з умови охоплення для кожної серії інтервалу багатоциклової втоми ( $N = 10^4$ - $10^7$  циклів до руйнування) з найбільшою рівномірністю, що значно спрощує подальші імовірнісні розрахунки.

На другому етапі усі результати зводяться в генеральну вибірку і з допомогою програми обробки даних визначаються параметри усередненої кривої втоми  $Q_c$ ,  $\sigma_{rc}$  і  $V_{0c}$ . Для цього згідно з рекомендаціями [10] розроблено алгоритм обробки експериментальних даних, який призначений для використання в програмному пакеті *Maple*.

На основі алгоритму розроблена комп'ютерна програма для розрахунку та графічної побудови імовірнісних кривих втоми. Вхідними параметрами є

списки  $\sigma_i$  та  $N_i$  будь-якої довжини. На виході програми будується крива втомита приводяться значення  $Q$ ,  $\bar{\sigma}_R$ ,  $V_0$  та  $S$  – середньоквадратичне відхилення границі витривалості. Додаткові можливості програми полягають у побудові імовірнісних діаграм при імовірності неруйнування, крім медіанного значення  $P=50\%$ , також і при інших. Їх побудова проводиться згідно з методикою, приведеною в [11]. Засоби програми дозволяють проводити розрахунок без використання таблиць в автоматичному режимі. Також обчислюється значення  $N_0 = \frac{Q}{\sigma_R}$  і порівнюється з базою експериментальних досліджень  $N_\sigma$ .

Якщо  $N_\sigma < N_0$ , то необхідні подальші дослідження з новою базою  $N_\sigma > N_0$ . Якщо ж  $N_\sigma > N_0$ , то результати розрахунку є шуканими.

Так як дані параметри визначені на великій кількості експериментальних даних, то довірна імовірність отримання їх медіанних значень буде високою.

Наступний етап обробки полягає у визначенні тільки третього параметра кривої (23), а саме,  $\sigma_{Ri}$  для кожної ступені пошкодження. Алгоритм розрахунку на цьому етапі відрізняється від описаного раніше тим, що в рівняннях (27) використовуються залежності  $\bar{\sigma}_{Ri} = \frac{Q_R}{N_{0c}}$  і  $V_0 = V_c = const$ .

На основі даного алгоритму створена комплексна програма розрахунку параметрів та побудови кінетичних кривих втомита з різною імовірністю неруйнування.

## ДОДАТОК А

Таблиця А1 – Розміри і вага одного метра труби

Зовнішній діаметр, мм	Теоретична маса, кг, 1-го метра труби при товщині стінки, мм						
	6	8			16	17	
Труби сталеві безшовні гарячекатані (ГОСТ 8732-70)							
159	<i>22.64</i>	<i>29.79</i>	–	–	–	–	–
325	–	–	–	–	<i>121.93</i>	<i>129.13</i>	–
426	–	–	–	–	<i>161.78</i>	–	–
530	–	–	–	–	–	–	–
Труби сталеві електрозварні прямошовні (ГОСТ 10704-91)							
159	<i>22.64</i>	<i>26.24</i>	–	–	–	–	–
325	<i>47.20</i>	<i>62.54</i>	–	–	–	–	–
426	<i>62.15</i>	<i>82.47</i>	–	–	–	–	–
530	<i>77.54</i>	<i>102.99</i>	–	–	<i>202.82</i>	<i>215.07</i>	–

Примітка: курсивом зазначені вага труб що використовуються на підприємстві.

Таблиця А2 – Значення параметрів профілю хвилі

$h/\lambda$	$F_{22}$	$F_{24}$	$F_{33}$	$F_{35}$	$F_{44}$	$F_{55}$
0,10	3,892	-28,61	13,09	-138,6	44,99	163,8
0,15	1,539	1,344	2,381	6,935	4,147	7,935
0,20	0,927	1,398	0,996	3,679	1,259	1,734
0,25	0,699	1,064	0,603	2,244	0,676	0,797
0,30	0,599	0,893	0,495	1,685	0,484	0,525
0,35	0,551	0,804	0,435	1,438	0,407	0,420
0,40	0,527	0,759	0,410	1,330	0,317	0,373
0,50	0,507	0,722	0,384	1,230	0,344	0,339
0,60	0,502	0,712	0,377	1,205	0,337	0,329

Таблиця А3 – Значення параметрів швидкості хвилі

$h/\lambda$	$G_{11}$	$G_{13}$	$G_{15}$	$G_{22}$	$G_{24}$	$G_{33}$	$G_{35}$	$G_{44}$	$G_{55}$
0,10	1,000	-7,394	-12,73	2,996	-48,14	5,942	-121,7	7,671	0,892
0,15	1,000	-2,320	-4,864	0,860	-0,907	0,310	2,843	-0,167	-0,257
0,20	1,000	-1,263	-2,266	0,326	0,680	-0,017	1,093	-0,044	0,006
0,25	1,000	-0,911	-1,415	0,154	0,673	-0,030	0,440	-0,005	0,005
0,30	1,000	-0,765	-1,077	0,076	0,601	-0,020	0,231	0,002	0,001
0,35	1,000	-0,696	-0,925	0,038	0,556	-0,012	0,152	0,002	0,000
0,40	1,000	-0,662	-0,850	0,020	0,528	-0,006	0,117	0,001	0,000
0,50	1,000	-0,635	-0,790	0,006	0,503	-0,002	0,092	0,000	0,000
0,60	1,000	-0,628	-0,777	0,002	0,502	-0,001	0,086	0,000	0,000

Таблиця А4 – Значення параметрів частоти хвилі і тиску

$h/\lambda$	$C_1$	$C_2$	$C_3$	$C_4$
0,10	8,791	383,7	-0,310	-0,060
0,15	2,646	19,82	-0,155	0,257
0,20	1,549	5,044	-0,082	0,077
0,25	1,229	2,568	-0,043	0,028
0,30	1,107	1,833	-0,023	0,010
0,35	1,055	1,532	-0,012	0,004
0,40	1,027	1,393	-0,007	0,002
0,50	1,008	1,283	-0,001	~0
0,60	1,002	1,240	-0,001	~0

## ДОДАТОК Б

> **restart:**

**Вхідні дані для розрахунку довговічності ділянки ТП**

Зовнішній діаметр (Diametr) ТП, мм

**Diametr:=325:**

Товщина (Tstinky) стінки ТП, мм

**Tstinky:=16:**

Довжина (Dovghyna) провислої ділянки ТП, м

**Dovghyna:=50:**

Глибина акваторії (h), м

**h:=20:**

Висота (y) ТП над дном, м

**y:=0.5:**

Маса 1 м труби з урахуванням перекачуваного продукту (m), кг

**m:=106:**

Внутрішній тиск в ТП (Tysk), МПа

**Tysk:=0:**

Список параметрів хвиль (висота, м і період, с) та їх повторюваності, %

**Paramhv:=**

**[[0.5,7,40.5],[1,7,40.25],[1.5,7,13.5],[2,7,3.5],[2.5,7,1.4875],[3,7,0.3875],[3.5,10,0.1825],**

**[4,10,0.1175],[4.5,10,0.04],[5,10,0.015],[5.5,10,0.005],[6,10,0.004],[6.5,10,0.0035]]:**

Швидкісний, інерційний коефіцієнт і коефіцієнт підйомної сили

**Koefv:=2:Koefi:=1:Koefy:=0.8:**

Параметри опору втомі ТП

**V0:=19.69E6:N0:=2086600:Ss:=71.5E6:psi:=0.2:**

**Програмний модуль**

**T[1]:=[0.10,3.892,-28.61,13.09,-138.6,44.99,163.8,8.791,383.7,-0.310,-0.060,1.000,-7.394,-12.73,2.996,-48.14,5.942,-121.7,7.671,0.892]:**

**T[2]:=[0.15,1.539,1.344,2.381,6.935,4.147,7.935,2.646,19.82,-0.155,0.257,1.000,-2.320,-4.864,0.860,-0.907,0.310,2.843,-0.167,-0.257]:**

**T[3]:=[0.20,0.927,1.398,0.996,3.679,1.259,1.734,1.549,5.044,-0.082,0.077,1.000,-1.263,-2.266,0.326,0.680,-0.017,1.093,-0.044,0.006]:**

**T[4]:=[0.25,0.699,1.064,0.630,2.244,0.676,0.797,1.229,2.568,-0.043,0.28,1.000,-0.911,-1.415,0.154,0.673,-0.030,0.440,-0.005,0.005]:**

```

T[5]:=[0.30,0.599,0.893,0.495,1.685,0.484,0.525,1.107,1.833,-0.023,0.010,1.000,-
0.765,-1.077,0.076,0.601,-0.020,0.231,0.002,0.001]:
T[6]:=[0.35,0.551,0.804,0.435,1.438,0.407,0.420,1.055,1.532,-0.012,0.004,1.000,-
0.696,-0.925,0.038,0.556,-0.012,0.152,0.002,0.000]:
T[7]:=[0.40,0.527,0.759,0.410,1.330,0.371,0.373,1.027,1.393,-0.007,0.002,1.000,-
0.662,-0.850,0.020,0.528,-0.006,0.117,0.001,0.000]:
T[8]:=[0.50,0.507,0.722,0.384,1.230,0.344,0.339,1.008,1.283,-0.001,0,1.000,-
0.635,-0.790,0.006,0.503,-0.002,0.092,0.000,0.000]:
T[9]:=[0.60,0.502,0.712,0.377,1.205,0.337,0.329,1.002,1.240,-0.001,0,1.000,-
0.628,-0.777,0.002,0.502,-0.001,0.086,0.000,0.000]:
Naprx:=[]:Naprminy:=[]:Naprmaxy:=[]:Diam:=Diametr/1000:delta:=Tstinky/
1000:Lt:=Dovghyna/2:
g:=9.81:rho := 1015.000:E:=2.15*10^11:with(CurveFitting):
Ix:=3.14*(Diam^4-(Diam-2*delta)^4)/64:Wx:=3.14*(Diam^4-(Diam-
2*delta)^4)/(32*Diam):
for ikj to 13 do xtr:='xtr':
H:=Paramhv[ikj,1]:tau:=Paramhv[ikj,2]:omega:=2*3.14/tau:lambda:=g*tau^
2/(2*3.14):
k:=2*3.14/lambda:P:=h/lambda:
for i to 9 do L[i]:=(abs(P-T[i][1])): end do:
L1:=(L[1],L[2],L[3],L[4],L[5],L[6],L[7],L[8],L[9]):MN:=min(L1):
for i to 9 do if (MN=L1[i]) then j:=i: end if: end do:
F[22]:=T[j][2]:F[24]:=T[j][3]:F[33]:=T[j][4]:F[35]:=T[j][5]:F[44]:=T[j][6]:
F[55]:=T[j][7]:a:='a':
p:=a+a^3*F[33]+a^5*(F[35]+F[55])-(k*H)/2:Korin:=[]:Korin:=[solve(p,a)]:
for i to 5 do if Im(Korin[i])=0 then a:=Korin[i]:end if:end do:
F[1]:=a:F[2] := a^2*F[22]+a^4*F[24]:F[3] := a^3*F[33]+a^5*F[35]:
F[4] := a^4*F[44]:F[5]:=a^5*F[55]:
G[11]:=T[j][12]:G[13]:=T[j][13]:G[15]:=T[j][14]:G[22]:=T[j][15]:G[24]:=T[j][
16]:
G[33]:=T[j][17]:G[35]:=T[j][18]:G[44]:=T[j][19]:G[55]:=T[j][20]:
G[1] := a*G[11]+a^3*G[13]+a^5*G[15]:G[2] := 2*a^2*G[22]+2*a^4*G[24]:
G[3] := 3*a^3*G[33]+3*a^5*G[35]:G[4] := 4*a^4*G[44]:G[5] :=
5*a^5*G[55]:
c:=omega/k:x:='x':t:='t':
Vny:=(omega/k)*sum(G[n]*(sinh(n*k*y)/sinh(n*k*h))*sin(n*(k*xtr(z,t)-
omega*t)), n=1..5):

```

```

Vnx:=(omega/k)*sum(G[n]*(cosh(n*k*y)/sinh(n*k*h))*cos(n*(k*xtr(z,t)-
omega*t)), n=1..5):
for i to 5 do U[i] := G[i]*cosh(i*k*y)/sinh(i*k*h): end do:
for i to 5 do V[i] := G[i]*sinh(i*k*y)/sinh(i*k*h): end do:
R[1] := 2*U[1]-U[1]*U[2]-U[2]*U[3]-V[1]*V[2]-V[2]*V[3]:
R[2] := 4*U[2]-U[1]^2+V[1]^2-2*U[1]*U[3]-2*V[1]*V[3]:
R[3] := 6*U[3]-3*U[1]*U[2]+3*V[1]*V[2]-3*U[1]*U[4]-3*V[1]*V[4]:
R[4] := 8*U[4]-2*U[2]^2+2*V[1]^2-4*U[1]*U[3]+4*V[1]*V[3]:
R[5] := 10*U[5]-5*U[1]*U[4]-5*U[2]*U[3]+5*V[1]*V[4]+5*V[2]*V[3]:
S[1] := 2*V[1]-3*U[1]*V[2]-3*U[2]*V[1]-5*U[2]*V[3]-5*V[2]*U[3]:
S[2] := 4*V[2]-4*U[1]*V[3]-4*U[3]*V[1]:
S[3] := 6*V[3]-U[1]*V[2]+U[2]*V[1]-5*U[1]*V[4]-5*U[4]*V[1]:
S[4] := 8*V[4]-2*U[1]*V[3]+2*U[3]*V[1]+4*U[2]*V[2]:
S[5] := 10*V[5]-3*U[1]*V[4]+3*U[4]*V[1]-U[2]*V[3]+U[3]*V[2]:
anx:=k*c^2/2*sum(R[n]*sin(n*(k*xtr(z,t)-omega*t)), n=1..5):
any:=-k*c^2/2*sum(S[n]*cos(n*(k*xtr(z,t)-omega*t)), n=1..5):
M:=m+Koefi*rho*3.14*Diam^2/4:b:=Kofv*rho*Diam/2:
K1:=signum(diff(xtr(z,t),t)-Vnx)*b*(diff(xtr(z,t),t)-Vnx)^2:
K2:=signum(diff(ytr(z,t),t)-Vny)*b*(diff(ytr(z,t),t)-Vny)^2:
PDE1:=E*Ix*diff(xtr(z,t),z$4)+M*(diff(xtr(z,t),t$2)-anx)+K1=0:
PDE2:=E*Ix*diff(ytr(z,t),z$4)+M*(diff(ytr(z,t),t$2)-any)+K2-
0.5*Koefy*rho*Diam*(diff(xtr(z,t),t)-Vnx)^2=0:
IBC := {xtr(z,0)=0,D[2](xtr)(z,0)=0,xtr(-Lt,t)=0,
D[1](xtr)(-Lt,t)=0, xtr(Lt,t)=0,D[1](xtr)(Lt,t)=0,
ytr(z,0)=0,D[2](ytr)(z,0)=0, ytr(-Lt,t)=0,
D[1](ytr)(-Lt,t)=0, ytr(Lt,t)=0,D[1](ytr)(Lt,t)=0}:
pds1:=pdsolve({PDE1,PDE2},IBC,numeric):
pds2:=pdsolve({PDE2,PDE1},IBC,numeric,[ytr(z,t),xtr(z,t)]):Digits:=80:
pds1:-value(output=listprocedure):uval := rhs(op(3,%)):
Maxt:=[]:for i to 1001 do Maxt:=[op(Maxt),uval(0,(i-
1+50*Pi)*Pi/(50*omega))]:end do:
Max1:=-10000:for i to 1001 do
if Maxt[i]>Max1 then Max1:=Maxt[i]: Chas:=(i-1+50*Pi)*Pi/(50*omega):end
if:end do:
MaxChas:=evalf(Chas):Maxx:=[]:Koordx:=[]:
for i to 101 do
Maxx:=[op(Maxx),uval(Lt*(i-101)/100,MaxChas)]:
Koordx:=[op(Koordx),evalf(Lt*(i-101)/100+Lt)]:

```

```

end do:
ytrmax:=LeastSquares(Koordx, Maxx, xtr1,
curve=A10*xtr1^10+A9*xtr1^9+A8*xtr1^8+A7*xtr1^7+A6*xtr1^6+A5*xtr1
^5+A4*xtr1^4+A3*xtr1^3+A2*xtr1^2):
Napryg:=E*Ix*diff(ytrmax,xtr1$2)/Wx:
Naprx:=[]:for i to nops(Koordx) do
xtr1:=Koordx[i]:Naprx:=[op(Naprx),evalf(Napryg)]:end do:
ystr:=m*g*(2*Lt)^2/(12*Wx):Naprx:=[op(Naprx),Naprx[1]]:xtr1:='xtr1':xtr:='
xtr':
pds2:-value(output=listprocedure):uval := rhs(op(3,%)):
Maxt:=[]:for i to 1001 do Maxt:=[op(Maxt),uval(0,(i-
1+50*Pi)*Pi/(50*omega))]:end do:
Max1:=-10000:for i to 1001 do
if Maxt[i]>Max1 then Max1:=Maxt[i]: Chas:=(i-1+50*Pi)*Pi/(50*omega):end
if:end do:
MaxChas:=evalf(Chas):Maxx:=[]:Koordx:=[]:for i to 101 do
Maxx:=[op(Maxx),uval(Lt*(i-101)/100,MaxChas)]:
Koordx:=[op(Koordx),evalf(Lt*(i-101)/100+Lt)]:end do:
with(CurveFitting):ytrmax:=LeastSquares(Koordx, Maxx, xtr3,
curve=A10*xtr3^10+A9*xtr3^9+A8*xtr3^8+A7*xtr3^7+A6*xtr3^6+A5*xtr3
^5+A4*xtr3^4+A3*xtr3^3+A2*xtr3^2):
Napryg:=E*Ix*diff(ytrmax,xtr3$2)/Wx:
Naprx:=[]:for i to nops(Koordx) do
xtr3:=Koordx[i]:Naprx:=[op(Naprx),evalf(Napryg)]:end do:
xtr3:='xtr3':Naprxmaxy:=[op(Naprxmaxy),Naprx[1]]:
Mint:=[]:for i to 1001 do Mint:=[op(Mint),uval(0,(i-
1+50*Pi)*Pi/(50*omega))]:end do:
Min1:=10000:for i to 1001 do
if Mint[i]<Min1 then Min1:=Mint[i]: Chas:=(i-1+50*Pi)*Pi/(50*omega):end
if:end do:
MinChas:=evalf(Chas):Miny:=[]:Koordy:=[]:for i to 101 do
Miny:=[op(Miny),uval(Lt*(i-101)/100,MinChas)]:
Koordy:=[op(Koordy),evalf(Lt*(i-101)/100+Lt)]:end do:
with(CurveFitting):ytrmin:=LeastSquares(Koordy, Miny, xtr2,
curve=A10*xtr2^10+A9*xtr2^9+A8*xtr2^8+A7*xtr2^7+A6*xtr2^6+A5*xtr2
^5+A4*xtr2^4+A3*xtr2^3+A2*xtr2^2):
Napryg:=E*Ix*diff(ytrmin,xtr2$2)/Wx:

```



```

Naprx:=[]:for i to nops(Koordy) do
xtr2:=Koordy[i]:Naprx:=[op(Naprx),evalf(Napryg)]:end do:
xtr2:='xtr2':Naprmyny:=[op(Naprmyny),Naprx[1]]:
end do:
yst:=m*g*(2*Lt)^2/(12*Wx):Say:=[]:Smy:=[]:Nazv:=[]:Rzv:=[]:
alf:=arctan(0.5*(Naprmaxy[13]-Naprmyny[13])/Naprx[13]):
for i to 13 do Say:=[op(Say),0.5*(Naprmaxy[i]-Naprmyny[i]):Smy:=[op(Smy),
yst+0.5*(Naprmaxy[i]+Naprmyny[i]):Nazv:=[op(Nazv),Naprx[i]*cos(alf)+Say
[i]*sin(alf)]:
Rzv:=[op(Rzv),(Smy[i]*sin(alf)-Nazv[i])/(Smy[i]*sin(alf)+Nazv[i]):end do:
Nmaxzv:=[]:Rzv1:=[1$13]-Rzv:
for i to 13 do Nmaxzv:=[op(Nmaxzv),2*Nazv[14-i]/Rzv1[14-i]]: end do:
Nmaxzv:
Sekv:=[]:for i to 13 do Sekv:=[op(Sekv),evalf(round(10*(Nmaxzv[i]*(1-0.5*(1-
psi)*(1+Rzv[14-i])))/10)]: end do:
Nr:=365*24*60*60:
Povt:=[0.0035,0.004,0.005,0.015,0.04,0.1175,0.1825,0.3875,1.4875,3.5,13.5,40.2
5,40.5]:
nekv:=[]:for i to 13 do if i<8 then
nekv:=[op(nekv),round(0.01*Nr*Paramhv[14-i,3]/10)]: else
nekv:=[op(nekv),round(0.01*Nr*Paramhv[14-i,3]/7)]: end if: end do:
nekv;V0:=19.69E6:
      [ 110, 126, 158, 473, 1261, 3705, 5755, 17457, 67014, 157680,
        608194, 1813320, 1824583 ]

```

```

lich:=0:
for j to 13 do
if Sekv[j]>Ss then lich:=lich+1 end if end do:
ZZ:=lich;

```

ZZ := 9

```

if ZZ<7 then
Nrezpovn:=1/sum(nekv[sa]/(N0*ln(1+1/(exp((Sekv[sa]-Ss)/V0)-1))),sa=1..ZZ):
Nzv:=0:
else
Nrezpovn:=1/sum(nekv[sa]/(N0*ln(1+1/(exp((Sekv[sa]-Ss)/V0)-1))),sa=1..ZZ):
Nzv:=1/sum(nekv[sa]/(N0*ln(1+1/(exp((Sekv[sa]-Ss)/V0)-1))),sa=7..ZZ)
end if;

```

*Nrezpovn*

:=

0.04869883359134207174474792942868931141190630639  
7590965613853861743037835394529311

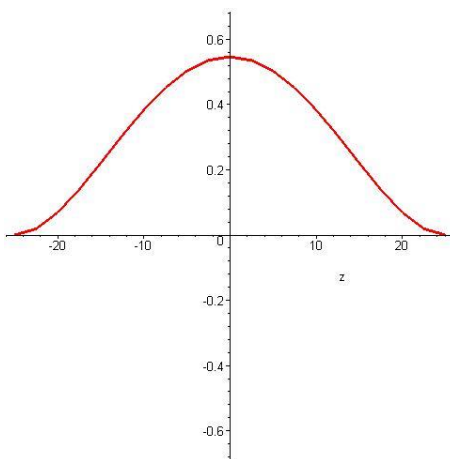
*Nzv* :=

12.8241907158368105332570541617840234512859106647  
83318885472548237715532825352278

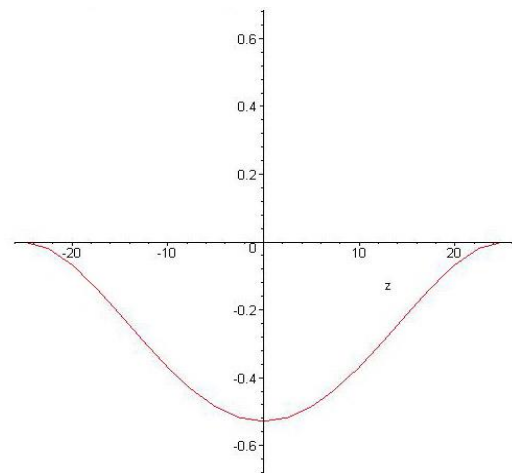
**interface(displayprecision=3): Resurspovn(roky):=Nrezpovn;  
Resurszv(roky):=Nzv;**

*Resurspovn(roky) := 0.049*

*Resurszv(roky) := 12.824*



**а)**



**б)**

Рисунок Б. 1 – Коливання трубопроводу у горизонтальній площині:

а) максимальне відхилення, б) мінімальне відхилення

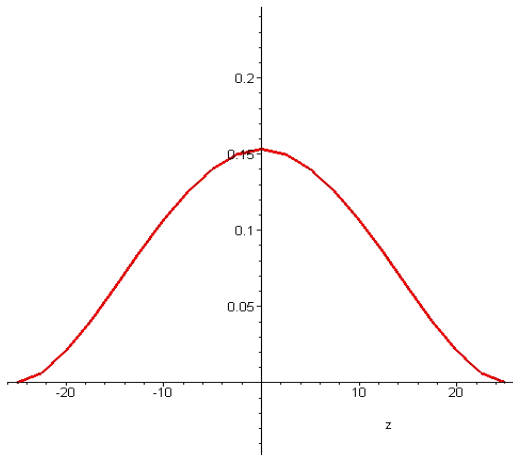
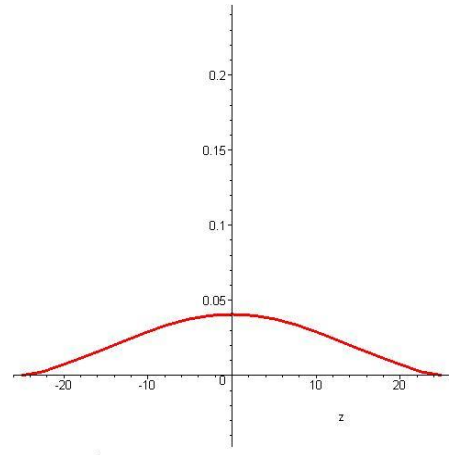
**а)****б)**

Рисунок Б. 2 – Коливання трубопроводу у вертикальній площині:

а) максимальне відхилення, б) мінімальне відхилення

## ДОДАТОК В

## Приклад розрахунку довговічності розмитій ділянці підводного ТП

Розглянемо коливання ТП на розмитій ділянці під дією морських хвиль.

Вихідні дані:

- ТП Ø325 мм з товщиною стінки  $\delta=16$  мм, матеріал сталь 20
- глибина акваторії  $h=20$  м;
- відстань від осі ТП до дна на розмитій ділянці  $h_r = 0.5$  м;
- довжина розмитой ділянці  $L=50$  м;
- параметри кривої втоми ТП: абсциса точки зламу кривої втоми  $N_0 = 2.0866 \cdot 10^6$ , границя витривалості за симетричного циклу  $\sigma_{-1} = 71.5249$  МПа,  $V = 19.69$  МПа.

Повторюваність хвиль на даній ділянці показана в таблиці В1.

Таблиця В1 – Розподіл хвиль в північно-західній частині Чорного моря

Період хвиль $\bar{\tau}$ , с	Висота хвиль H, м	Повторюваність P, %
7	0.5	40,5
7	1	40,25
7	1.5	13,5
7	2	3,5
7	2.5	1,4875
7	3	0,3875
10	3.5	0,1825
10	4	0,1175
10	4.5	0,04
10	5	0,015
10	5.5	0,005
10	6	0,004
10	6.5	0,0035

Результати розрахунків зберігаються для подальшого використання.

Розрахунок проводимо за такими етапами

## 1. Розрахунки для визначення коливання ТП та циклічних напружень.

Вихідні дані:

- модуль пружності  $E = 2.15 \cdot 10^{11}$  Па;
- маса 1 м труби з урахуванням перекачуваного продукту  $m=106$  кг.
- момент інерції перерізу ТП  $I = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - (D - 2 \cdot \delta)^4) = 1.858 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$
- момент опору перерізу ТП  $W = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(D^4 - (D - 2 \cdot \delta)^4)}{D} = 1.14 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$
- інерційний, швидкісний та підйомний коефіцієнти  $C_i=1, C_v=2, C_y=0.8$ ;
- густина води  $\rho=1015$  кг/м<sup>3</sup>.

Визначення швидкості та прискорення частинок води на глибині залягання ТП, розрахунок проводимо за рівняннями (4), (5), (9) з урахуванням умови  $y=0.5$  м. Для кожного ступеня (таблиця В1).

Визначаємо напруження, викликані провисанням ТП на розмитій ділянці  $\sigma_{уст} = \frac{m \cdot g \cdot L^2}{12 \cdot W_x} = 189.2$  МПа. Напруження, викликані горизонтальними

і вертикальними коливаннями, визначаємо за алгоритмом п 5.4 з допомогою розробленої програми. Результати розрахунку зведені в таблиці В2.

Таблиця В2 – Напруження, викликані горизонтальними і вертикальними коливаннями

Висота хвиль Н, м	$\sigma_x$ , МПа	$\sigma_{y_{max}}$	$\sigma_{y_{min}}$
0.5	10.4	0.7	-0.7
1	21.1	2.1	-1.6
1.5	32.8	2	-2.7
2	48.8	6.9	-4
2.5	66.4	9.7	-5.7
3	85.2	13.5	-7.5
3.5	117.6	34.0	1.7
4	146.1	49.5	0.7
4.5	176.2	62.2	-0.6
5	207.5	75.7	-2.3
5.5	239.7	89.8	-3
6	272.4	102	-6.5
6.5	305.2	106.8	-8.8

## 2. Розрахунок блоку еквівалентних напружень.

У зв'язку з двоосністю напруженого стану, зводимо напруження до максимального. Зведення проводимо з умови одержання максимальних амплітуд для найбільш руйнівної ступені блоку ( $\tau=6.5$  м).

Розрахункова схема зведення напружень показана на рисунку 1.

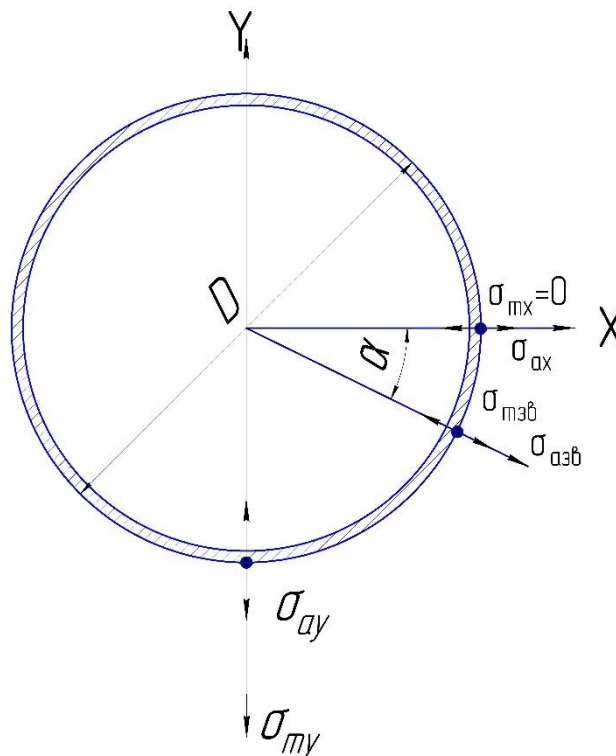


Рисунок В. 1 – Розрахункова схема зведення амплітуди та середнього напруження.

На рисунку В. 1 приведені такі позначення (значення  $\sigma_x$ ,  $\sigma_{ymin}$ ,  $\sigma_{ymax}$  з таблиці В2 при  $\tau=6.5$  м),

$$\sigma_{ax} = 305.2 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{ay} = \frac{\sigma_{ymax} - \sigma_{ymin}}{2} = \frac{106.8 + 8.8}{2} = 57.8 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{my} = \sigma_{mcm} + \frac{\sigma_{ymax} + \sigma_{ymin}}{2}$$

де  $\sigma_{mcm}$  – статичне напруження від дії власної ваги ТП на ділянці, що

$$\text{провисає. } \sigma_{cm} = 189.2 \text{ МПа} \quad \sigma_{my} = 189.2 + \frac{106.8 - 8.8}{2} = 238.2 \text{ МПа.}$$

З умови отримання максимальної амплітуди

$$\alpha = \arctg\left(\frac{\sigma_{ay}}{\sigma_{ax}}\right) = 0.187(\text{рад}) = \frac{0.187 \cdot 180}{3.14} = 10.71^\circ,$$

$$\sigma_{азв} = \sigma_{ax} \cos(\alpha) + \sigma_{ay} \sin(\alpha).$$

Коефіцієнт асиметрії  $r_{зв} = \frac{\sigma_{my} \cdot \sin(\alpha) - \sigma_{азз}}{\sigma_{my} \cdot \sin(\alpha) + \sigma_{азв}}$ . Розрахунки зводимо в

таблицю В3.

Таблиця В3 – Параметри блоку напружень

Номер ступені в блоці, і	Висота хвиль Н, м	$\sigma_{азв}$	$\sigma_{екв}$ , МПа	$r_{звi}$	п, циклів/рік
1	6.5	310.6	319.5	-0.75	110
2	6	277.9	286.6	-0.73	126
3	5.5	243	252.9	-0.70	158
4	5	211.1	219.4	-0.67	473
5	4.5	178.9	187.0	-0.63	1261
6	4	148.1	156.0	-0.58	3705
7	3.5	118.5	126.2	-0.51	5755
8	3	85.7	92.9	-0.41	17457
9	2.5	66.7	73.9	-0.30	67014
10	2	49.0	56.1	-0.16	157680
11	1.5	32.9	39.9	0.03	608194
12	1	21.1	28.1	0.25	1813320
13	0.5	10.3	17.4	0.55	1824583

$$\sigma_{-1} = 71.5249, V = 19.69 \text{ МПа}, N_o = 2086600 \text{ циклів}$$



$$Pec = \frac{1}{\sum \frac{n_i}{N_i}}$$

$$N_i = N_0 \cdot \ln \left( 1 + \left( \exp \frac{\sigma_i - \sigma_{-1}}{V} - 1 \right)^{-1} \right)$$

З урахуванням впливу ураганних хвиль довговічність становить 18 діб, без урахування 12 років.

## БІБЛІОГРАФІЯ

1. Доусон Т. Проектирование сооружений морского шельфа. – Л.: Судостроение, 1986. – 288 с.
2. Строительные нормы и правила. Нагрузки и воздействия на гидравлические сооружения. СНиП 2.06.04 – 82.
3. Харионовский В.В. Надежность и ресурс конструкций газопроводов. М.: Недра, 2000. 467 с.
4. Ибрагимов А. М. Нефтегазопромысловые гидротехнические сооружения для освоения шельфа. – М.: Недра, 1992. – 263с.
5. Иванцов О.М. Надежность строительных конструкций магистральных трубопроводов. – М.: Недра, 1985. – 229 с.
6. А.А. Гришко, С.В. Нефедов, В.М. Силкин. Оценка показателей ресурса участка морского трубопровода в условиях циклического нагружения // Надежность и ресурс газопроводных конструкций сборник научных трудов – М.: 2003
7. Бородавкин П. П., Синюков А. М. Прочность магистральных трубопроводов. – М.: Недра, 1984. – 286с.
8. Ивасив В.М. Обеспечение надежности резьбовых соединений бурильных труб по условию прочности. Автореф. дисс. канд. техн. наук. Одесса, 1981. – 16 с.
9. Івасів В.М. Методи та засоби управління бурильною колоною для забезпечення її надійності. Автореф. дис. докт. техн. наук. Івано-Франківськ, 1999. – 31 с.
10. Почтенный Е.К. Кинетика усталости машиностроительных конструкций. – Мн.: УП "Арти-Фекс", 2002. – 186 с.
11. Расчёты и испытания на прочность. Методы испытаний на многоцикловую усталость деталей машин, элементов конструкций и полуфабрикатов. МР 55-82. – М., ВНИИНМАШ Госстандарта, 1982. – 64 с.

Д



# ДОДАТОК Г – Патент на корисну модель «Пристрій для герметизації наскрізних дефектів трубопроводу»



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІ  
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **89225** (13) **U**  
(51) МПК (2014.01)  
**F16L 55/00**

## (12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

<p>(21) Номер заявки: <b>u 2013 13777</b></p> <p>(22) Дата подання заявки: <b>27.11.2013</b></p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: <b>10.04.2014</b></p> <p>(46) Публікація відомостей про видачу патенту: <b>10.04.2014, Бюл.№ 7</b></p>	<p>(72) Винахідник(и): <b>Крижанівський Євстахій Іванович (UA), Слободян Володимир Іванович (UA), Джус Андрій Петрович (UA), Івасів Орест Васильович (UA), Ногач Микола Миколайович (UA), Кутенець Володимир Олександрович (UA), Басараб Василь Михайлович (UA), Дейнега Руслан Олександрович (UA)</b></p> <p>(73) Власник(и): <b>ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019 (UA)</b></p>
---	--

## (54) ПРИСТРІЙ ДЛЯ ГЕРМЕТИЗАЦІЇ НАСКРІЗНИХ ДЕФЕКТІВ ТРУБОПРОВОДУ

### (57) Реферат:

Пристрій для герметизації наскрізних дефектів трубопроводу містить гвинтовий притискний механізм, що включає корпус, в якому розміщені пружне ущільнення і притискна пластина, а в тілі корпусу виконані гвинтові отвори, в яких знаходяться силові гвинти, що взаємодіють з притискною пластиною. Корпус гвинтового притискного механізму заземлений нерухомо у верхній частині обтискного хомута, яка односторонньо з'єднана шарнірним вузлом, а з другої сторони болтовим кріпленням з нижньою частиною. Гвинтові отвори в корпусі з силовими гвинтами розміщені по контуру в формі кола або овалу, орієнтованого великою віссю в напрямку поширення дефекту в трубопроводі. В нижній частині корпусу в контакт з поверхнею трубопроводу виконані шипи з матеріалу, який запобігає утворенню іскри. Крайнє верхнє положення пружного ущільнення з притискною пластиною фіксується в корпусі гвинтовою підвіскою.

**UA 89225 U**



## ДОДАТОК Д – Акт про закінчення робіт із виготовлення, налагодження і випробування дослідного зразка бандажу

ЗАТВЕРДЖЕНО:

Директор НДНГЕіЕ

Карпаш М.О.

жовтня 2011 р.



### А К Т

про закінчення робіт із виготовлення, налагодження і випробування дослідного зразка

ДКР:

Розроблення, виготовлення і випробування конструкцій муфт для усунення витоків газу на газопроводах діаметром 500 мм. під тиском.

Тема № 105/2009 - 07/01/09 «02» січня 2009 р.

Ми, що нижче підписалися, представники ІФНТУНГ: керівник теми, старший науковий співробітник НДНГЕіЕ Ногач М.М. та Богородчанське ЛВУМГ: начальник лінійно-експлуатаційної служби Кутенець В.О., провідний інженер лінійно-експлуатаційної служби Іванків Б.В. і майстер з експлуатації лінійної частини магістральних газопроводів Мислюк С.П. склали цей акт про те, що внаслідок виготовлення, налагодження та експериментальних випробувань дослідного зразка конструкції муфти для усунення витоків газу на газопроводах діаметром 500 мм. встановлено:

Робочі креслення і дослідний зразок, розроблені та виготовлені відповідно до календарного плану робіт по темі №105/2009 - 07/01/09 і виконані повністю.

Дослідний зразок муфти витримав випробування на спеціальному стенді під тиском 82,5 кг./см<sup>2</sup> (8,25 МПа).

Висновки: Конструкція муфти може бути запропонована до впровадження на технологічних об'єктах УМГ «Прикарпаттрансгаз».

Начальник Богородчанського лінійно-виробничого управління магістральних газопроводів



Слободян В.І.

жовтня 2011 р.

Підписи:

Ногач М.М.

Кутенець В.О.

Іванків Б.В.

Мислюк С.П.

Затверджую  
Головний інженер БЛВУМГ




Опанський В.І.  
2011р.

10.11.2011р.

А К Т

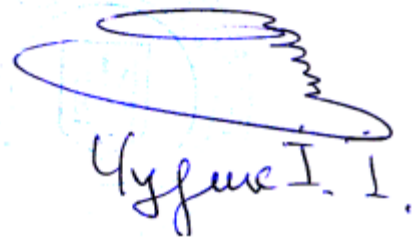
Ми, що нижче підписалися: начальник ЛЕС Кутенець В.О., майстер експлуатації ЛЧ МГ Мислюк С.П., трубопровідник лінійний Гринишин В.М., склали даний акт в тому, що 08.11.2011р. було усунуто витік газу на 13,2 км газопроводу "Пасічна-Тисмениця" Ø 529мм в районі Надвірнянського НПЗ (с.Назавізів, Надвірнянського району) в місці пересічення з нитічком, шляхом встановлення тимчасової ремонтної муфти, виготовленої разом з представниками Івано-Франківського Державного Національного Університету Нафти і Газу.

Підписи:

 Кутенець В.О.  
 Мислюк С.П.  
 Гринишин В.М.



В ОРИГІНАЛОМ ЗВІРЕНО

  
Чужин В.І.