

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

Пояснювальна записка  
до магістерської кваліфікаційної роботи

магістра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: Дослідження статичної навантаженості стрілової конструкції  
мобільної підйомно-транспортної машини

08-27.МКР.003.00.000 ПЗ

Виконав: студент 2 курсу за ОПП  
«Магістра», групи 1ГМ-19м  
спеціальності 133  
галузеве машинобудування

(шифр і назва напрямку підготовки)

Гулько В.О.

(прізвище та ініціали)

Керівник Поліщук Л.К.

(прізвище та ініціали)

Рецензент \_\_\_\_\_

(прізвище та ініціали)

Вінниця – 2020

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ГМ

Поліщук Л. К.

“02” вересня 2020 року

**ЗАВДАННЯ**  
**НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Гулько Володимир Олегович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської кваліфікаційної роботи Дослідження статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини

керівник магістерської кваліфікаційної роботи Поліщук Леонід Клавдійович

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

д.т.н., професор

затверджені наказом вищого навчального закладу від “25” вересня 2020 року №214.

2. Строк подання студентом магістерської кваліфікаційної роботи 08.12.2020.

3. Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: металоконструкція стріли буртоукладника; термін експлуатації, років – понад 30; привід конвеєра, потужність приводу, кВт - 7; швидкість руху стрічки, м/с – 0,97; діаметр барабана, мм – 300; тип приводу – гідравлічний.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Постановка задачі та техніко-економічне обґрунтування вибору теми МКК. Аналіз існуючих методів дослідження металоконструкцій. Експериментальні дослідження механічних коливань стріли мобільної підйомно-транспортної машини. Теоретичні дослідження статичної навантаженості стрілової конструкції буртоукладника. Експериментальне обладнання для дослідження змін механічних характеристик тривало експлуатованих металоконструкцій. Розрахунково-конструкторський розділ. Економічний розділ. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

5.1 Аналіз існуючих методів дослідження металоконструкцій, плакат (1 лист ф. А1).

5.2 Експериментальні дослідження механічних коливань стріли буртоукладника, плакат (1, лист ф. А1).

5.3 Теоретичні дослідження статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини, плакат (2 лист ф. А1).

5.4 Експериментальне обладнання для визначення деградації, плакат (1 листа ф. А1).

5.5 Складальне креслення приводного пристрою (1 лист ф. А1).

6. Консультанти розділів магістерської кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Спеціальна частина	Поліщук Леонід Клавдійович. д.т.н., професор	02.09.20	08.12.2020
Економічна частина	Бальзан Марина Володимирівна к.е.н., доцент	02.09.20	08.12.2020
Охорона праці	Поліщук Олександр Васильович к.т.н., доцент	02.09.20	08.12.2020

7. Дата видачі завдання 02.09.20

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів МКР	Примітка
1.	Постановка задачі та техніко-економічне обґрунтування теми роботи	02.09.2020	виконано
2.	<u>Аналіз існуючих методів дослідження металокопункцій</u>	21.09.2020	виконано
	<u>Експериментальні дослідження механічних коливань стріли мобільної підйомно-транспортної машини</u>	02.10.2020	виконано
3.	<u>Теоретичні дослідження статичної навантаженості стрілової конструкції булоукладника</u>	16.10.2020	виконано
4.	<u>Експериментальне обладнання для дослідження змін механічних характеристик тривало експлуатованих металокопункцій</u>	19.11.2020	виконано
6.	Розрахунково-конструкторський розділ	03.12.2020	виконано
7	<u>Економічний розділ</u>	04.12.2020	виконано
8	Охорона праці і безпека у надзвичайних ситуаціях.	04.12.2020	виконано
9	Попередній захист.	10.12.2020	виконано

Студент Гулько В.О.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи Поліщук Л. К.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

## АНОТАЦІЯ

Виконано техніко-економічне обґрунтування теми роботи, яким доведено доцільність виконання дослідницьких робіт. Проаналізовано існуючі методи досліджень. Еспериментально встановлено за допомогою вібрографа поширення вібрацій на металоконструкцію буртоукладника під час його роботи, які вказують на небезпечну дію цих коливань на металоконструкцію, зокрема, на довговічність. Розроблено 3D-модель стріли буртоукладника на якій здійснено симуляційні дії різного виду навантаження, що дозволили встановити місця металоконструкції з найбільшим та найменшим напружено-деформованим станом. Сформульовано рекомендації, щодо місця отримання зразків для дослідження деградації матеріалу з тривало експлуатованої стрілової конструкції буртоукладника. Здійснено вибір експериментального обладнання для вивчення зміни механічних властивостей матеріалу стріли буртоукладника на отриманих зразках. Розроблено конструкцію вмонтованого гідравлічного приводу для стрічкового конвеєра улаштованого на стрілі буртоукладника.

Проведено аналіз комерційного потенціалу досліджень статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини. Запропоновано заходи по охороні праці та безпеці у надзвичайних ситуаціях.



## Annotation

Feasibility study of the topic of the work, which proved the feasibility of research work. Existing research methods are analyzed. The propagation of vibrations on the metal structure of the paver during its operation, which indicate the dangerous effect of these oscillations on the metal structure, in particular, on durability, was experimentally established using a vibrograph. with the largest and smallest stress-strain state. Recommendations are formulated regarding the place of obtaining samples for the study of material degradation from the long-operated boom structure of the paver. The choice of experimental equipment for studying the change of mechanical properties of the material of the boom paver on the obtained samples is made. The design of the built-in hydraulic drive for the belt conveyor arranged on the boom of the paver is developed.

The analysis of the commercial potential of researches of static loading of an arrow design of the mobile hoisting-and-transport car is carried out. Measures for labor protection and safety in emergency situations are proposed.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ТЕМИ РОБОТИ.....	10
1.1 Сутність технічної проблеми .....	10
1.2 Огляд існуючих методів дослідження.....	11
1.3 Показники аналога та нового методу дослідження.....	14
1.4 Співставлення аналога новому методу дослідження.....	15
1.5 Економічна доцільність нової розробки.....	15
2 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ.....	20
2.1 Вплив тривалої експлуатації на зміну механічних властивостей матеріалів металоконструкції.....	20
3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЧНИХ КОЛИВАНЬ СТРИЛИ МОБІЛЬНОЇ ПІДШИПНО-ТРАНСПОРТНОЇ МАШИНИ.....	35
4 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СТАТИЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ СТРІЛОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ БУРТОУКЛАДНИКА.....	40
5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІН МЕХАНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРИВАЛО ЕКСПЛУАТОВАНИХ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ.....	47
6. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	55
6.1 Розробка конструкції гідравлічного приводу відвального конвеєра.....	55
6.2 Кінематичний та силовий розрахунок приводу.....	58
6.3 Розрахунок зубчастої передачі.....	59
6.4 Розрахунок шліцьового з'єднання .....	66
6.5 Розрахунок болтових з'єднань.....	67
6.6 Розрахунок і вибір підшипників .....	67
7. ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	70

7.1	Аналіз комерційного потенціалу досліджень статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини.....	70
7.2	Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної, дослідно-конструкторської та конструкторсько-технологічної роботи.....	72
7.3	Розрахунок загальних витрат на проведення досліджень статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини.....	75
7.4	Прогнозування витрат на виконання та впровадження результатів науково-дослідної роботи досліджень статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини.....	75
7.5	Розрахунок мінімальної ціни та чистого прибутку від реалізації досліджень статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини.....	76
7.6	Розрахунок терміну окупності коштів, вкладених в наукові дослідження статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини.....	77
8	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	78
8.1	Аналіз умов праці.....	78
8.2.	Організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії.....	78
8.2.1		
	Мікроклімат.....	79
8.2.2	Освітлення.....	80
8.2.3.	Шум.....	81
8.2.4.	Вібрації.....	82
8.3	Організаційно – технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи.....	83
8.3.1	Техніка безпеки.....	83
8.3.2	Електробезпека.....	83

8.4. Пожежна безпека.....	84
8.5 Безпека в надзвичайних ситуаціях.....	85
ВІСНОВКИ.....	91
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	92
Додатки.....	96
Додаток А. Технічне завдання.....	97
Додаток Б. Графічна частина.....	103
Додаток В. Специфікації.....	116

## ВСТУП

Підйомно-транспортне обладнання, яке експлуатується в різних сферах народного господарства, відноситься до машин та комплексів тривалої експлуатації (40, 50 і більше років). Економічно доцільною їх експлуатація, враховуючи вартість цього обладнання, може бути лише за умови його використання впродовж кількох десятків років. Тому для переважної більшості країн Європи світу надзвичайно важливою є проблема надійності та безпеки експлуатації інженерних конструкцій та споруд, які тривало використовуються на виробництвах, шляхом визначення їх технічного стану і залишкового ресурсу. Особливо гостро відчувається ця проблема в нашій країні, враховуючи нинішній фінансовий та економічний стан. За переконанням фахівців, спрацьованість обладнання в різних галузях народного господарства становить 50–70% і продовжує катастрофічно наростати [1], а більшість підприємств практично припинили оновлення основних фондів. До того ж, плановий ресурс багатьох технологічних комплексів та інженерних споруд поступово вичерпується, і пошкодження різноманітного характеру в їхніх елементах виявляється все більше.

Діагностування технічного стану полягає не лише у виявленні та визначенні розмірів дефектів типу втомних тріщин в елементах конструкцій, але й змін структурно-фазового стану й фізико-механічних характеристик конструкційних матеріалів. Наприклад, дослідженням ступеня деградації сталевих металоконструкцій порталних кранів після їх 36-річної експлуатації [2]. встановлено, що тривала експлуатація зумовила зміну механічних властивостей матеріалу, на що вказує істотне зниження пластичності та міцності. Крім цих показників інформаційними ознаками деградації матеріалу конструкції можуть слугувати зміни показників ударної в'язкості та електрохімічної поведінки металу.

Важливим моментом при визначенні технічного стану конструкцій та споруд є виявлення у них критичних місць з найбільшим напружено-деформованим станом, діагностування та виявлення ступеня пошкодженості.

Встановлено, що саме в місцях дії найбільших напружень, найбільше проявляється деградація матеріалу металоконструкцій і аналіз змін механічних властивостей матеріалу дозволить визначити її залишковий ресурс.

Тому дослідження статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини є *актуальною задачею*.

*Метою роботи* є підвищення надійності стрілових металоконструкцій мобільних машин шляхом визначення залишкового ресурсу з використанням результатів досліджень їх статичної навантаженості.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі задачі:

- Виконати техніко-економічне обґрунтування теми роботи;
- проаналізувати існуючі методи дослідження металоконструкцій;
- провести експериментальні дослідження механічних коливань стріли мобільної підйомно-транспортної машини;
- виконати експериментальні дослідження механічних коливань стріли мобільної підйомно-транспортної машини;
- здійснити вибір експериментального обладнання для дослідження змін механічних характеристик тривало експлуатованих металоконструкцій;
- розробити конструкцію гідравлічного приводу відвального конвеєра;
- виконати аналіз комерційного потенціалу досліджень статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини;
- запропонувати заходи щодо охорони праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.

*Об'єкт дослідження* – процеси зміни механічних властивостей матеріалу в тривало експлуатованих металоконструкціях.

*Предмет дослідження* – деградація матеріалу стріли буртоукладника.

*Методи дослідження:* аналітично-порівняльний вибір методів дослідження напружено-деформованого стану різного виду металоконструкцій та споруд; пружно-деформаційні методи дослідження механічних властивостей матеріалів за допомогою методу скінченних елементів із застосуванням обчислювального комплексу APM Structure 3D пакету APM Win Machine.

*Наукова новизна отриманих результатів та їх практичне значення*

- Удосконалено метод дослідження статичної навантаженості металоконструкції тривалоексплуатованих мобільних підйомно-транспортних машин з використанням методу скінченних елементів;
- Розроблено удосконалену конструкцію вмонтованого гідравлічного приводу конвеєра стріли буртоукладника з покращеними техніко-економічними показниками.

*Особистий внесок автора.* Основні результати, що викладені у магістерській кваліфікаційній роботі та виносяться на захист, отримані самостійно за консультативної допомоги наукового керівника.

Серед них:

- Запропоновано використати програмний комплекс APM Structure 3D пакету APM Win Machine, для визначення напружено-деформованого стану стріли;
- в конструкції вмонтованого приводу укладального конвеєра буртоукладника запропонував використати спеціальний гідромотор;

*Публікації.* Результати досліджень, що виконані в магістерській кваліфікаційній роботі, опубліковано в одних тезах конференції “Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи (МН-2020)”.

## ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ТЕМИ РОБОТИ

### 1.1 Сутність технічної проблеми

Для підвищення ефективності проведення технологічних робіт при переробці цукрових буряків необхідно застосовувати комплекси машин на базі тракторних агрегатів з покращеними техніко-економічними показниками. Ефективність використання цих комплексів, основною складовою яких є буртоукладник, тим вища, чим більша продуктивність, швидкість переміщення вантажу та радіус дії машини. В зв'язку із збільшенням діючих при цьому навантажень виникає потреба підвищити надійність та довговічність механічних систем, що входять у комплекси.

Однією із складових вирішення цих проблем є запровадження діагностики технічного стану несівних металоконструкцій та визначення залишкового ресурсу після тривалої експлуатації комплексу, яка викликає зміну механічних характеристик матеріалу. Оцінити технічний стан конструкцій підйомно-транспортних мобільних машин тривалої експлуатації важливо як на стадії їх проектування, так і під час експлуатації. Роботоздатність конструкції, в основному, оцінюють за такими механічними характеристиками матеріалу як міцність, пластичність, ударна в'язкість (спір крихкому руйнуванню), тріщиностійкість, тощо. Загальна і локальна дія корозійних середовищ впливає на швидкість корозійно-механічного руйнування (корозійне розтріскування), за сумісної дії циклічних навантажень в конструкційному матеріалі – на швидкість корозійної втоми.

В зв'язку з вище викладеним, дослідження статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини з метою визначення деградації матеріалу металоконструкції, яка дозволить шляхом прогнозування тріщиноутворення визначити залишковий ресурс, є актуальною проблемою.



## 1.2 Огляд існуючих методів дослідження

Для дослідження механічних характеристик конструкційних матеріалів використовують методи руйнівного та неруйнівного контролю.

За умови використання першого методу для випробувань використовують зразки матеріалу тривало експлуатованого елемента конструкції.

Одним з основних методів дослідження впливу корозійного середовища на зміну механічних характеристик матеріалу металоконструкцій стріли буртоукладника після тривалої експлуатації є випробування зразків з елементів металоконструкції, які знаходилися під дією максимальних та мінімальних напружень. Один із зразків вирізають з полочки кутника рами  $45 \times 45 \times 5$  мм з більшим моментом опору, на який практично не діяли навантаження, інший зразок – з полочки цього ж кутника з меншим моментом опору. Аналогічно вирізають зразки з полочки кутника рами з більшим моментом опору, на який діяли максимальні навантаження, а інший – з полочки цього ж кутника з меншим моментом опору.

Характеристики міцності та пластичності визначали на циліндричних зразках типу 1, які мають такі розміри:  $A = 80$  мм;  $L = 40$  мм;  $d = 4$  мм;  $D = 6$  мм;  $M = 10$  мм, а зразок типу 2 відрізняється лише розмірами  $d = 3$  мм і  $D = 4$  мм (рис. 1.1).

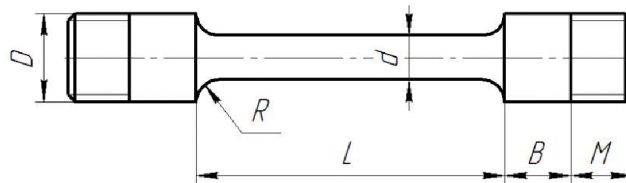


Рисунок 1.1 – Зразок для випробувань матеріалів на довготривалу корозійну міцність

Експериментальні дослідження зразків кутників рами буртоукладника БУМ65М2Б3–К на статичний розтяг для визначення стандартних механічних властивостей сталей проводяться на універсальній випробувальній машині типу УМБ10–ТМ.

Технічна характеристика:

максимальне навантаження, кН.....	±
100	
висота робочої зони,	
мм.....	1000
відстань між колонами, мм.....	
600	
точність вимірюваного навантаження, %.....	± 1

Випробувальна машина оснащується камерою для проведення досліджень за низьких температур.

Тривала впродовж десятків років експлуатація може погіршувати ці характеристики. Це означає, що оцінювання технічного стану несівних конструкцій необхідно виконувати не тільки за наявністю можливих механічних чи корозійних макродефектів, але й за деградацією властивостей матеріалів.

Зразки виготовляються з кутника профілю номер 4,5 (ГОСТ 8509–72) розміром 45×45×5 мм сталі Ст3. Вивчаються три стани металу: № 1 – вихідний (з елемента рами, на який практично не діяли експлуатаційні навантаження); № 2 і 3 – експлуатований за дії розтягальних та стискальних циклічних напружень, відповідно. Зразки вирізалися з полочки експлуатованого кутника, момент опору якої був менший проти робочого згинального. Для визначення характеристик міцності та пластичності використовуються плоскі зразки (2×10×40 мм), які розтягувалися зі швидкістю  $3 \cdot 10^{-3} \text{ с}^{-1}$  ( $3,3 \cdot 10^{-4} \text{ с}^{-1}$ ). Під час випробувань здійснювався автоматичний запис діаграми навантаження в координатах "сила  $F$  –

переміщення захвату  $\Delta$ ", для чого використовували балку-тензоперетворювач. Балка згиналася внаслідок переміщення захвату під час навантаження зразка. На одну з діагоналей моста подавалася напруга 20 В, а з іншої – знімався сигнал, пропорційний переміщенню, і в активному режимі записуються покази за допомогою аналого-цифрового перетворювача АЦП 1–7018 до комп'ютера. Випробами на розтяг визначаються показники міцності (гранична міцності  $\sigma_B$ , границя плинності  $\sigma_{0,2}$ ), показники пластичності (відносне видовження  $\delta$  і відносне звуження  $\psi$ ).

Для оцінки здатності металевих матеріалів переносити ударні навантаження використовувалися динамічні випробування, які широко застосовуються для виявлення схильності металів до крихкого руйнування. Це найбільш небезпечний вид руйнування, що катастрофічно швидко розвивається під дією порівняно низьких напружень. Крихке руйнування характеризується наявністю кристалічного зламу в площині, яка перпендикулярна до нормальних розтягувальних напружень.

Найчастіше ударну в'язкість сталей  $KCV$  оцінюють кількістю енергії (роботи), витраченої на руйнування зразка під час ударних навантажень. Основним зразком за ГОСТ 1497–84 є стрижень з квадратним перерізом 10 мм і завдовжки 55 мм з надрізом (концентратором) посередині. Зразки з U-подібним надрізом (зразки Шарпі) є основними і рекомендуються для вибору і приймального контролю металів і сплавів. Зразки з V-подібним надрізом (зразки Менаже) використовуються для контролю металевих матеріалів відповідальних конструкцій (літальних апаратів, транспортних засобів і т. д.). Третій тип зразків має T-подібний концентратор. Такі зразки призначені для випробування матеріалів, що працюють в особливо відповідальних конструкціях.

Випробування на ударний згин проводять на маятникових копрах з граничною енергією, що перевищує 300 Дж (30 кгс·м).

Фрактографічні особливості зламів після випроб зразків на ударну в'язкість досліджуються на сканівному електронному мікроскопі EVO-40XVP (Carl Zeiss AG, ФРН).

Інша частина експериментальних досліджень виконується на сертифікованій установці УІП-6.

Випробування проводяться на повітрі та в середовищі синтетичного дощу з метою створення умов, наближених до експлуатаційних. Кислотний дощ утворюється, здебільшого, в результаті реакції між водою і такими забруднюючими речовинами, як діоксид сірки ( $SO_2$ ) і різні оксиди азоту ( $NO_x$ ).

### 1.3 Показники аналога та нового методу дослідження

Показники аналога та нового методу дослідження зводимо до табл. 1.1

Таблиця 1.1 – Технічні показники аналога та нового технічного рішення

№	Показники	Одиниці виміру	Аналог	Нове рішення	Відношення параметрів
1	Тип несівної системи	-	Металоконструкція	Металоконструкція	
2	Термін експлуатації	роки	Понад 30	Понад 30	-
3	Маса	кг	600	600	-
4	Кількість зразків для випробування	шт.	9	3	3
5	Тривалість дослідження	днів	15	5	3

#### 1.4 Співставлення аналога новому методу дослідження

Аналіз методів дослідження, що наведений в табл.1.1, показує, що під час проведення досліджень статичної навантаженості стріли буртоукладника запропонований метод дозволяє швидше і якісніше виконати дослідження зміни механічних характеристик металоконструкції стріли буртоукладника після її тривалої експлуатації.

#### 1.5 Економічна доцільність нової розробки

Визначимо відносний та абсолютний рівні якості нового методу дослідження, а також конкурентоспроможність дослідження у порівнянні з аналогом.

Оцінювання рівня якості нового дослідження проводиться з метою порівняльного аналізу і визначення найбільш ефективного, з технічної точки зору, варіанта інженерного рішення.

Рівень якості – це кількісна характеристика міри придатності певного виду продукції для задоволення конкретного попиту на неї при порівнянні з відповідними базовими показниками за фіксованих умов споживання.

Абсолютний рівень якості нового дослідження знаходимо обчисленням вибраних для її вимірювання показників, не порівнюючи їх із відповідними показниками аналогічних виробів. Для цього необхідно визначити зміст основних функцій, які повинна реалізовувати розробка, вимоги замовника до неї, а також умови, які характеризують експлуатацію, визначають основні параметри, які будуть використані для розрахунку коефіцієнта технічного рівня виробу. Система параметрів, прийнята до розрахунків, повинна достатньо повно характеризувати споживчі властивості інноваційного товару (його призначення, надійність, економічне використання ресурсів, стандартизація тощо).

Далі визначаємо величину параметрів якості в балах та встановлюємо граничні його значення (кращі, гірші, середні). Всі ці дані для кожного параметра заносимо в табл. 1.2.

Із врахуванням коефіцієнтів вагомості відповідних параметрів можна визначити абсолютний рівень якості інноваційного рішення за формулою:

$$K_{\text{я.а.}} = \sum_{i=1}^n R_{ni} \cdot a_i = 3 \cdot 0,1 + 3 \cdot 0,1 + 3 \cdot 0,1 + 5 \cdot 0,3 + 4 \cdot 0,4 = 4, \quad (1.1)$$

де  $R_{ni}$  – числове значення  $i$ -го параметра інноваційного рішення,  $n$  – кількість параметрів інноваційного рішення, що прийняті для оцінювання,  $a_i$  – коефіцієнт вагомості відповідного параметра (сума коефіцієнтів вагомості всіх параметрів повинна дорівнювати 1)

Таблиця 1.2 – Основні параметри нового дослідження

Параметри	Абсолютне значення параметра			Коефіцієнт вагомості параметра
	Краще +5...+4	Середнє +3	Гірше +1...+2	
Тип несівної системи		3		0,1
Термін експлуатації		3		0,1
Маса		3		0,1
Кількість зразків для випробування	5			0,3
Тривалість дослідження	4			0,4

Отже, абсолютний рівень якості нашого методу дослідження становитиме – 4 бали. Одночасно визначаємо відносний рівень якості

дослідження, що розробляється, порівнюючи його показники з абсолютними показниками якості аналога (табл. 1.3).

Відносний рівень якості інноваційного рішення визначаємо за формулою:

$$K_{\text{я.в.}} = \sum_{i=1}^n q_i \cdot a_i = 0,1 + \frac{30}{30} \cdot 0,1 + \frac{600}{600} \cdot 0,1 + \frac{9}{3} \cdot 0,3 + \frac{15}{5} \cdot 0,4 = 2,4. \quad (1.2)$$

Таблиця 1.3 – Основні параметри нового дослідження та товару-конкурента

Параметри	Варіанти		Відносний показник якості	Коефіцієнт вагомості параметра
	Базовий (конкурент)	Новий		
Тип несівної системи	Металоконструкція	Металоконструкція	1	0,1
Термін експлуатації	Понад 30	Понад 30	1	0,1
Маса	600	600	1	0,1
Кількість зразків для випробування	9	3	3	0,3
Тривалість дослідження	15	5	3	0,4

За розрахунками відносний рівень якості нового дослідження становитиме – 2,4. Це означає, що наші дослідження кращі за якістю на 140% від аналога.

Також у найширшому розумінні конкурентоспроможність рішення – це можливість його успішного продажу на певному ринку і в певний проміжок часу. Водночас конкурентоспроможною можна вважати лише однорідну продукцію з технічними параметрами і техніко-економічними показниками,

що ідентичні аналогічним показникам уже проданого товару. Для того, щоб високоякісний товар був одночасно і конкурентоспроможним, він має відповісти критеріям оцінювання споживачів конкретного ринку в конкретний час.

Дані для розрахунку загального показника конкуренто-спроможності нового дослідження необхідно занести до таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 – Нормативні, технічні та економічні параметри нового дослідження та аналогу

Параметри	Варіанти		Відносний показник якості	Коефіцієнт вагомості параметра
	Базовий (конкурент)	Новий		
Тип несівної системи	Металоконструкція	Металоконструкція	1	0,1
Термін експлуатації	Понад 30	Понад 30	1	0,1
Маса	600	600	1	0,1
Кількість зразків для випробування	9	3	3	0,3
Тривалість дослідження	15	5	3	0,4
Вартість дослідження, грн.	21000	15500	0,74	-

Розрахуємо індекс економічних параметрів розробки:

$$I_{e. п.} = \frac{P_{Hei}}{P_{Bei}} = \frac{15500}{21000} = 0,74, \quad (1.3)$$

де  $P_{Hei}$ ,  $P_{Bei}$  – економічні параметри (вартість дослідження) відповідно нового та базового.



Загальний показник конкурентоспроможності дослідження (К) з урахуванням вищезазначених груп показників визначаємо за формулою:

$$K = \frac{I_{т.п.}}{I_{е.п.}} = \frac{2,4}{0,74} = 3,24, \quad (1.4)$$

де  $I_{т.п.}$  – індекс технічних параметрів (відносний рівень якості інноваційного рішення);  $I_{е.п.}$  – індекс економічних параметрів.

Згідно розрахунків загальний показник конкурентоспроможності – 3,24 . Це означає, що наші дослідження більш конкурентні більш ніж у 3 рази (на 224%) від аналога.

## 2 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ

### 2.1 Вплив тривалої експлуатації на зміну механічних властивостей матеріалів металоконструкцій

Нині для багатьох країн Європи і світу надзвичайно актуальною є проблема забезпечення надійності та безпеки функціонування інженерних конструкцій та споруд тривалої експлуатації шляхом визначення їх технічного стану і залишкового ресурсу [231]. Особливо гострою ця проблема відчувається в Україні, враховуючи нинішні умови її економічного та фінансового стану. Адже, за твердженням фахівців, спрацьованість обладнання в різних галузях економіки становить 50–70% і продовжує загрозливо наростати [232], а більшість підприємств практично припинили оновлення основних фондів. До того ж плановий ресурс багатьох технологічних комплексів та інженерних споруд поступово вичерпується, і в їхніх елементах виявляється все більше пошкоджень різноманітного характеру [233].

Для обґрунтування залишкового ресурсу конструкцій та споруд після тривалої експлуатації необхідно розв'язати такі основні задачі: визначити критичні місця та їх напружено-деформований стан; діагностувати технічний стан; розрахувати залишковий ресурс [234]. Діагностування технічного стану передбачає оцінювання деградації елементів конструкції та деградації конструкційних матеріалів. Перша задача полягає у виявленні та визначенні розмірів дефектів типу втомних тріщин в елементах конструкції. Друга – у виявленні змін структурно-фазового стану й фізико-механічних характеристик конструкційних матеріалів. Встановлено, що внаслідок тривалої експлуатації металевих конструкцій за жорстких силових умов та дії корозивно-агресивних середовищ можуть не тільки розвинутися макродефекти, але й значно деградувати вихідні фізико-механічні властивості матеріалу, зокрема, знизитися опір крихкому руйнуванню [235–240]. Значною мірою це стосується підймально-транспортних машин, більшість з яких є коштовним

обладнанням, і тому економічно доцільною є їх тривала експлуатація на виробництвах (30...50 і більше років). Наприклад, проведено дослідження ступеня деградації сталевих металоконструкцій порталних кранів після їх 36-річної експлуатації [241]. Експериментальні зразки для досліджень отримано з елементів конструкцій двох таких вантажопідіймальних машин. В результаті встановлено, що тривала експлуатація зумовила зміну механічних властивостей матеріалу, на що вказує істотне зниження пластичності та міцності. Крім зазначених показників, для виділення інформаційних ознак деградації матеріалу конструкції, досліджують також зміну показників ударної в'язкості та електрохімічного поведінку металу.

Останнім часом загострилася проблема прогнозування методами неруйнівного контролю деградації механічних властивостей конструкційних матеріалів. Запропоновано [242–244] для цього використовувати електрохімічні показники, які виявилися чутливими до зміни стану тривало експлуатованого металу.

Для дослідження технічного стану конструкцій використовуються різні методи досліджень. Наприклад, для дослідження напружено-деформованого стану в пружно-пластичній області застосовуються методи тензометрії, ділільних сіток, поляризаційно-оптичний, муарових полос та твердості [245–248]. В роботах [249] [250], [251-254] використано один з ефективних експериментальних методів досліджень напружень і деформацій в області скінченних деформацій – метод твердості для вивчення обробки металів тиском. Останнім часом, цей метод знайшов застосування під час аналізу задач технологічної механіки, визначення потенціальної енергії в динамічних задачах зіткнення твердих тіл для встановлення їх технічного стану. В праці [253] за допомогою методу твердості визначається енергія деформацій пошкоджених елементів конструкції, які виникли під час зіткнення транспортних засобів. Шляхом вимірювання твердості деформованих частин пошкодженого транспортного засобу за допомогою тарувального графіка  $HV - \sigma_i - \varepsilon_i$  (твердість – інтенсивність напружень – інтенсивність деформацій)

визначається витрачена питома енергія пластичного деформування. Гарування виконується за допомогою випробувань недеформованих зразків, отриманих з різних конструктивних елементів транспортного засобу. Вимірюючи твердість в різних ділянках деформованих поверхонь, визначають питому потенціальну енергію, а після розраховують повну потенціальну енергію, за якою оцінюють технічний стан пошкодженої конструкції.

Однак, такий підхід до оцінювання технічного стану конструкції тривалої експлуатації не дозволяє виявити процес пошкодження матеріалу у вигляді тріщиноподібних дефектів і його руйнування.

Для оцінювання міцності пошкоджених елементів конструкції, що тривало експлуатуються в народному господарстві, а також визначення їх залишкового ресурсу з метою встановлення терміну безпечної та надійної роботи, широко використовуються вагомі результати наукових досліджень [255–265], а також [266–272] тощо, в основу яких покладено підходи механіки руйнування матеріалів. Важливим чинником активізації наукових робіт у цьому напрямку стала реалізація започаткованої у 2000р Державної цільової науково-технічної програми “Ресурс” (голова акад. Б. С. Патон), у співпраці ФМІ ім. Г. В. Карпенка НАН України разом з НУ “Львівська політехніка”. Вона спрямована на визначення залишкового ресурсу споруд і машин тривалої експлуатації та заходів їх безпечної роботи і забезпечення надійності та безпечності їх експлуатації. Численними дослідженнями, експлуатаційним досвідом встановлено, що виникнення дефектів конструкційних елементів відбувається як на стадії виготовлення, так і під впливом статичних і циклічних навантажень, рідин, агресивних середовищ, підвищених температур тощо. За своєю фізичною суттю це явище є локалізованим фізико-механічним процесом утворення та розвитку в конструкційному матеріалі тріщиноподібних дефектів до критичних розмірів.

Як відомо, проектування елементів конструкцій з урахуванням дії експлуатаційних навантажень проводиться на основі аналітичного апарату

механіки суцільного середовища, теорії пружності, теорії пластичності, матеріалознавства. Однак, науковим інструментарієм для аналізу пошкоджень у машинах та спорудах є механіка руйнування матеріалів і конструкцій. Вона вивчає закономірності зародження і розвитку неоднорідностей і дефектів структури матеріалу типу тріщин в умовах дії циклічних навантажень. У механіці руйнування матеріалів введено нові підходи і критерії, які властиві лише їй одній [256, 267, 273 ].

Так процес зародження і поширення тріщини у твердому тілі під дією навантаження є основною концепцією процесу руйнування конструкційного матеріалу [256, 258, 266, 267]. При цьому, необхідно враховувати особливості напружено-деформованого стану у вершині тріщини і встановлювати критерії поширення тріщини в досліджуваному елементі конструкції за заданих умов деформації та дії середовища.

Розвиток механіки руйнування матеріалів створив підґрунтя для виникнення нової галузі механіки руйнування твердих тіл – механіки корозійного руйнування [235, 260, 272, 273, 274, 275]. В основу досліджень, які виконуються в цій галузі, покладено вивчення процесів руйнування матеріалів і конструкцій за сумісної дії механічних напружень (статичних чи циклічних) та корозійно агресивних середовищ.

Фізико-механічні та фізико-хімічні процеси, які відбуваються за сумісної дії напружень та корозійно агресивних середовищ призводять до руйнування конструкційних матеріалів [272,276–286], перебіг якого визначається як матеріалом та характером прикладених навантажень, так і типом середовища. В праці [255] зазначено основні чинники, що визначають процес корозійного руйнування (рис. 1.25).

Численними дослідженнями [255,287,288–298] доведено, що процес корозійного руйнування конструкційних матеріалів у корозійному середовищі під дією різного виду тривалих навантажень шляхом зародження та розвитку тріщиноподібних дефектів можна розділити на такі стадії:

- утворення корозійних пошкоджень;

- зародження та ріст “коротких” тріщин;
- розвиток магістральної тріщини до критичних розмірів;
- спонтанне руйнування матеріалу.

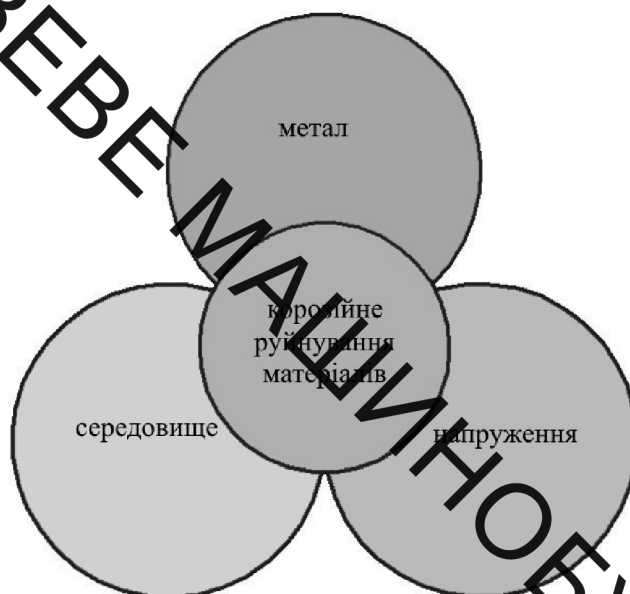


Рисунок 1.25 – Основні чинники, які впливають на процес корозійного руйнування матеріалу.

Для опису процесів руйнування конструкційних матеріалів використовують такі основні поняття та визначення [255,260,299].

Корозійне розтріскування під напруженням – це процес руйнування, що визначається зародженням і поширенням тріщин в матеріалі, за одночасної дії корозійного середовища та тривалого статичного навантаження.

Параметр  $K$ , який називається коефіцієнт інтенсивності напружень (КІН), визначає значення поля напружень у вершині тріщини. Для нескінченної пластини за типу навантаження I (розтягування) цей параметр визначається за виразом [300].

$$K_I = \sigma \sqrt{\pi a}, \quad (1.1)$$

де  $2a$  – довжина тріщини.

В більш загальному випадку для скінченних тіл параметр  $K_I$  визначається як [300,301]

$$K_I = Y(a/w)\sigma\sqrt{\pi a}, \quad (1.2)$$

де  $Y(a/w)$  – поправочна функція, яка враховує зростання коефіцієнту напруження за формою її тіла, відмінної від нескінченної пластини. Вона визначається експериментально, чисельними методами чи за допомогою спеціальних довідників [302,303].

Зростання навантажень, приводить до пропорційного збільшення КІН, визначення величини якого достатньо для характеристики напруженого стану біля вершини тріщини. Базуючись на цьому, Док. Ірвін запропонував силовий критерій руйнування у вигляді [304]

$$K_I \leq K_{IC}, \quad (1.3)$$

де  $K_{IC}$  – критичний КІН (іноді в'язкість руйнування або просто тріщиностійкість), що є характеристикою матеріалу.

Нерівність означає безпечний стан, тобто відсутність зростання тріщини, а рівність вказує на те, що тріщина знаходиться в критичному стані та має можливість зростати.

На початку вивчення механіки корозійного руйнування тріщиностійкість за статичних навантажень зазвичай оцінювали за залежністю довговічності (за часовим параметром) зразків з штучними тріщинами від значень КІН в початковий момент випробування  $K_{I0}$ . За пониження  $K_{I0}$  час до руйнування зразків збільшується і, практично, необмежений. На підставі цієї діаграми визначається граничне значення

коефіцієнту  $K_{ISCC}$ , нижче якого докритичне зростання тріщини відсутнє. Параметр  $K_{ISCC}$  є важливою характеристикою системи “матеріал – середовище”, за допомогою якого визначається безпечний рівень напруження в конструкції, що містить тріщиноподібні дефекти певних розмірів, і на які діють тривалі статичні навантаження в корозійних середовищах. Ця величина є структурно-чутливим параметром, низькі його значення характерні для високоміцних тріщиноподібні матеріалів, у яких  $K_{ISCC}$  може бути у декілька разів менше значення  $K_{IC}$ . За знижених значень міцності і підвищених пластичності  $K_{ISCC}$  підвищується та може досягати значення  $K_{IC}$ , що свідчить про нечутливість матеріалів до дії корозійного середовища.

Але такі випробування не дають чіткої інформації про закономірності розвитку фактичної тріщини. Тому більш поширеним є випробування досліджуваного матеріалу в заданому корозійному середовищі з визначенням швидкості росту корозійної тріщини  $da/dt$  [255, 260, 272, 277, 278, 305,]. Розвиток тріщини в площині симетрії напружень може бути описаний одним параметром, наприклад, величиною  $K_I$ , і макроскопічна швидкість росту тріщини  $da/dt$  є однозначною функцією цього параметру [255, 256, 306].

На рис. 1.26 наведена типова діаграма корозійної тріщиноросту за корозійного розтріскування, що містить три ділянки, на якій відмічено два граничних значення КІН –  $K_{ISCC}$ , що визначає порогове значення, нижче якого не відбувається докритичне зростання тріщини, та  $K_{IC}$ , за якого починається спонтанний розвиток тріщини. На першій ділянці діаграми відмічається прискорене зростання тріщини за незначного збільшення  $K_I$ . На другій – швидкість росту тріщини  $da/dt$  є незмінною за суттєвого збільшення  $K_I$ . Однак геометрія розвитку магістральної тріщини за цих умов характеризується інтенсивним розгалужуванням мікротріщин [256, 260]. Третя ділянка відзначається швидким зростанням параметру  $da/dt$ , яке супроводжується випадковим характером розвитку магістральної тріщини. [265].



За циклічної дії навантаження в корозійному середовищі у експлуатованому матеріалі виникає корозійна втома, яка викликає поширення тріщини. Розрізняють 2 види корозійної втоми [256,278]: істинна корозійна втома і корозійна втома у поєднанні з корозійним розтріскуванням під напруженням. За першого виду корозійної втоми швидкість росту тріщин збільшується в

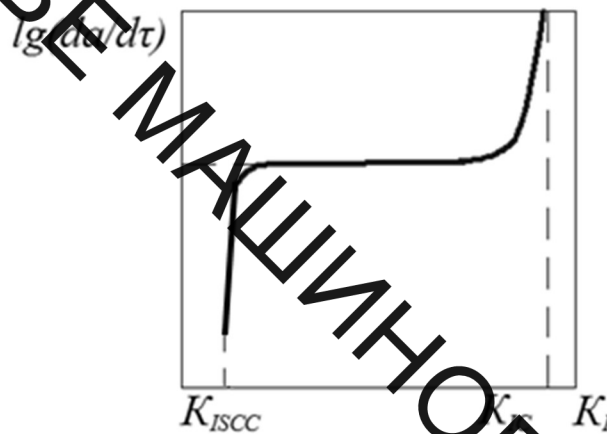


Рисунок 1.26 – Типова діаграма статичної корозійної тріщиностійкості

результаті сумісної дії корозії та циклічного навантаження. Такий процес руйнування властивий для матеріалів, які не схильні до корозійного розтріскування, за умови  $K_I < K_{ISCC}$ . Другий вид корозійної втоми матеріалу, що експлуатується в корозійному середовищі, характеризується сукупною дією істинної корозійної втоми і корозійного розтріскування, коли  $K_I < K_{ISCC}$ . Таким чином, параметр  $K_{ISCC}$  може бути використаний для поділу корозійної втоми на два види.

Дослідження зростання тріщини за корозійної втоми проводять випробуванням зразків конструкційного матеріалу, результати яких подають у вигляді кінетичних діаграм втомного руйнування (КДВР) у координатах швидкість росту тріщини  $da/dN$  ( $N$  – число циклів навантажень) – розмах КІН  $\Delta K_I$  (або максимальне значення  $K_{I_{max}}$ ) (рис 1,27). Ці діаграми будуються в межах двох граничних значень КІН –  $\Delta K_{th}(K_{th})$  та  $\Delta K_{fc}(K_{fc})$ . Нижнє порогове значення  $K_{th}$  відповідає значенню  $K_I$ , нижче якого розвиток втомних тріщин

не спостерігається. Верхнє  $K_{fc}$  визначає циклічну тріщиностійкість зразка за його руйнування.

Діаграми кожного виду корозійної втоми різняться між собою (див. рис. 1.27). За істинної корозійної втоми характер кривої 1 подібний до циклічної майже постійним значенням параметру  $da/dN$  за змінної величини  $\Delta K_I$ . Ця особливість діаграми вказує на суттєвий вплив втоми, що залежить від циклічної зміни напруження, та корозії, яка залежить від перебігу процесів взаємодії середовища з деформованим матеріалом, на характер зміни корозійно-циклічної тріщиностійкості в інертному середовищі (рис. 1.27, а). Крива 2 корозійної втоми другого виду (рис. 1.27, б) істотно змінюється: з'являється ділянка з незмінним значенням параметру  $da/dN$ , що зумовлено сумісною дією втоми і корозії.

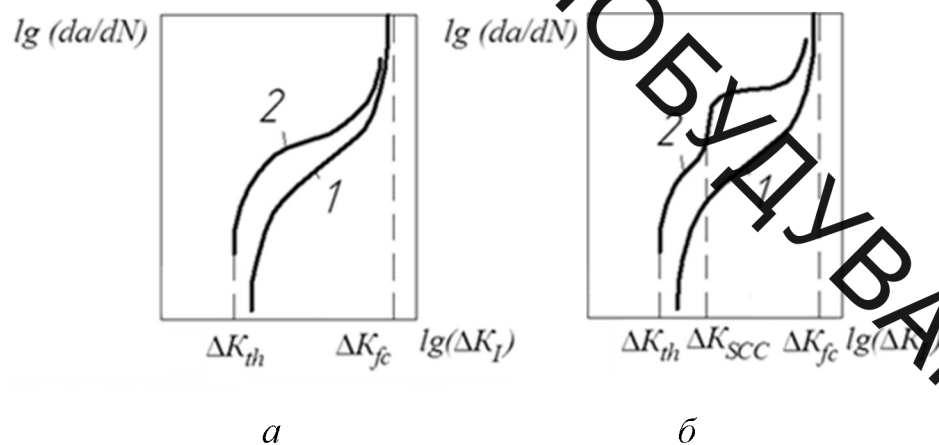


Рисунок 1.27 – Типова КДВР: 1 – інертне середовище; 2 – корозійне середовище

На тріщиностійкість матеріалу також впливає асиметрія циклу навантаження, яка поділяється на додатну, за розтягування, та від'ємну, за стискання елементів конструкції. В працях [261,307– 313] наведено результати досліджень асиметрії циклу навантажень на швидкість росту втомних тріщин і механізми руйнування.

Експериментальні дослідження зразків конструкційного матеріалу для визначення його опірності корозійному руйнуванню виконуються на

спеціальних випробувальних машинах, на яких регулюється величина та частота дії навантаження, а також коефіцієнт асиметрії [314]. Вони додатково оснащуються робочою камерою, в якій імітується корозійне середовище, що створюється залежно від завдань досліджень. Для випробувань можуть бути використані гладкі зразки або з тріщинами чи спеціальні моделі, які імітують корозійну тріщину.

Зазначимо, що для забезпечення надійної та безаварійної роботи обладнання і споруд тривалої експлуатації необхідно розробляти кількісні підходи до оцінювання ступеня небезпеки виявлених тріщиноподібних дефектів. Постає потреба в методах експрес-аналізу, які на основі результатів неруйнівного контролю або відомостей про стан поверхні матеріалу, могли б дати оцінку тому чи іншому дефекту та визначити залишковий ресурс конструктивного елемента чи конструкції у цілому [315, 316].

Зі збільшенням потужності виробництва зростає вплив різноманітних чинників на експлуатаційні характеристики елементів конструкцій та на ймовірність небажаних наслідків прояву такого впливу (поломок, аварій тощо). Результати технічної діагностики технологічного обладнання [233, 235] засвідчують, що в елементах конструкцій зростає число так званих, нетрадиційних пошкоджень, які неможливо спрогнозувати за допомогою нормативних положень та документів. Вони виникають внаслідок тривалої роботи устаткування, або різноманітних відхилень параметрів експлуатаційних режимів від їхніх розрахункових значень. Такі пошкодження, здебільшого, мають корозійно-механічну природу і утворюються, в першу чергу, в місцях підвищеної концентрації напружень, що спричинюється конструктивними особливостями або технологією виготовлення деталей [316].

Як вже було відмічено, на залишкову міцність і залишкову довговічність інженерних конструкцій істотно впливають корозійні та корозійно-механічні дефекти, що виникають на поверхнях їхніх елементів. Отже, важливим чинником забезпечення працездатності технологічного обладнання і споруд є

моніторинг утворення і розвитку дефектів зазначеного типу та аналіз можливості подальшої експлуатації таких систем. Не дивлячись на доволі різкоманітну фізичну природу походження множини дефектів, можна стверджувати, що для їх більшості характерною є одночасна локалізація фізико-механічних і фізико-хімічних процесів руйнування матеріалів. Тому корозійно-механічну пошкоджуваність і руйнування матеріалу можна оцінювати на основі спільного методологічного підходу. Методи механіки руйнування у поєднанні з неруйнівними методами моніторингу об'єктів застосовують для прогнозування розвитку тріщин з урахуванням форми і розмірів дефектів.

Крім аналізу корозійно-циклічної тріщиностійкості досліджуваних матеріалів, необхідно ще й оцінити залишкову довговічність елементів конструкції. Для такого оцінювання необхідно застосувати аналітичні співвідношення для КІН  $K_I$  та для швидкості їх зміни  $dK_I/da$  у плиті, якою моделюється досліджуваний елемент конструкції.

Для кожного з випадків потенційно можливих тріщиноподібних дефектів за визначеними значеннями КІН  $K_I$  розраховуються межові значення циклів навантажень, після дії яких відбувається руйнування матеріалу.

На основі експериментальних досліджень оцінювання експлуатаційної деградації досліджуваного матеріалу можна визначити критеріальні значення  $a_{fc}$  характерного розміру тріщини, тобто, такі значення, по досягненню або за перевищення яких ( $a \geq a_{fc}$ ) стає можливим спонтанне зростання тріщини, що призводить до крихкого руйнування досліджуваного об'єкта.

Поряд з визначенням критичної глибини тріщини слід розглянути аналітичну базу для оцінювання довговічності конструктивних елементів з тріщино-подібними дефектами за показником «опірності елемента конструкції росту тріщини» [317], який є характеристикою швидкості зміни КІН  $K_I$  біля вершини тріщини довжиною  $a$  в процесі її росту. Концепцію «опірності елемента конструкції росту тріщини» та її придатність для

інженерних потреб подано у праці [272, 318]. В ній сформульовано критерій оцінювання міцності та надійності конструкцій із тріщиноподібними дефектами на основі запропонованого показника „опірності елемента конструкції росту тріщини”, який є характеристикою швидкості зміни КІН  $K_I$  біля вершини тріщини завдовжки  $a$  під час її росту у досліджуваному конструктивному елементі, тобто

$$\lambda = \frac{dK_I}{da}. \quad (1.4)$$

Загальна схема визначення показника  $\lambda$  для квазістатичного навантаження елемента конструкції показана на рис. 1.27. Тут на залежності  $dK_I/da = F(a)$  існує деяке значення розміру дефекту  $a_*$ , починаючи з якого швидкість зміни КІН  $K_I$  різко зростає. Це значення є характеристичним для оцінювання міцності та надійності елементів конструкцій з тріщиноподібними дефектами.

Таким чином, за зміною параметра  $\lambda$  залежно від геометрії конструктивного елемента і способу його навантаження, форми та розташування тріщиноподібного дефекту можна порівнянням оцінювати ризик руйнування

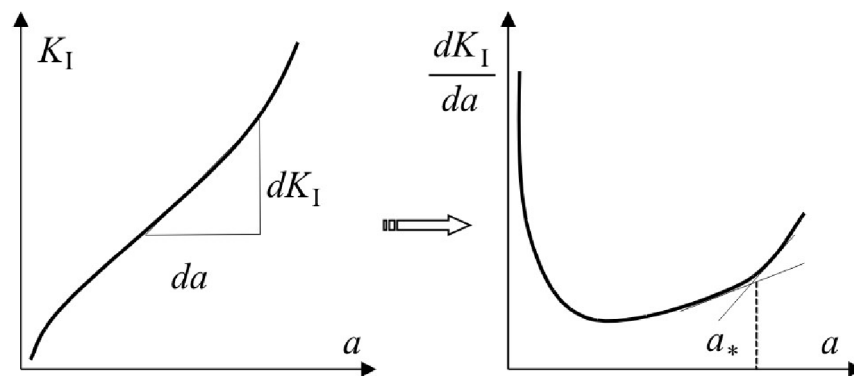


Рисунок 1.27 – Схема визначення показника опірності елемента конструкції росту тріщини під час квазістатичного навантаження

конструкцій чи їх компонентів, а також формулювати вимоги до процедури їх технічної діагностики під час експлуатації.

Якщо розглянути, наприклад, два однакові за геометрією конструктивні елементи, що виготовлені з одного матеріалу і знаходяться в однакових експлуатаційних умовах, але містять різні за формою чи розташуванням тріщиноподібні дефекти, то можна оцінити, який дефект небезпечніший щодо ризику руйнування (рис. 1.28).

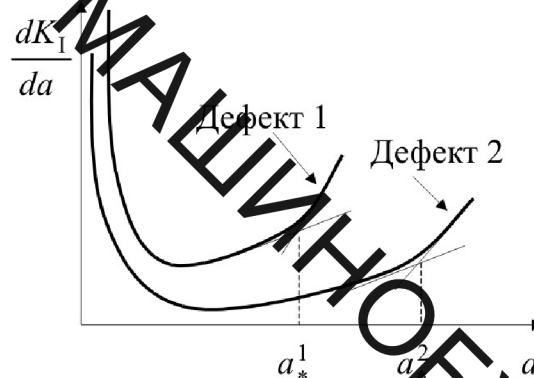


Рисунок 1.28 – Схема порівняльного оцінювання безпеки різних тріщиноподібних дефектів в однакових за формою конструктивних елементах, що виготовлені з одного матеріалу і знаходяться в однакових експлуатаційних умовах

Аналогічно можна прогнозовано оцінювати міцність та ризик руйнування конструктивних елементів, що знаходяться у різних умовах навантаження або виготовлені з різних матеріалів.

Викладену вище концепцію можна застосувати для циклічного (втомного) навантаження конструктивних елементів. При цьому характеристичне значення розміру дефекту  $a_*$  можна вибрати як граничне для підрахунку залишкової довговічності  $N_*$  дефектного елемента конструкції, тобто

$$N_* = \int_{a_{th}}^{a_*} \frac{da}{F(\Delta K_I)}. \quad (1.5)$$

Цю концепцію вважають ефективним інструментом для оцінки надійності конструктивного елемента, що містить тріщиноподібні дефекти [319]. Серед технічної літератури можна знайти достатньо довідників для розрахунку КІН інженерних компонентів за різних умов навантаження.

Дослідження структурної цілісності інженерних компонентів безпосередньо пов'язане з вивченням процесу пошкодження матеріалу. При цьому враховуються умови експлуатації конструкції з наявними дефектами та вплив цих дефектів на напружено-деформований стан, температурні та нейтронно-магнітні поля [320]. Для встановлення рівня безпеки експлуатації конструкції у тому чи іншому випадку можна керуватися різними методами, однак, насамперед необхідно відповісти на наступні питання [321]: як процес руйнування може бути проконтрольованим наявним обладнанням? В якій частині конструкції відбувається пошкодження? Які методи контролю можуть його виявити?

Слід відзначити, що поняття надійності конструкцій може бути засноване на засадах механіки руйнування. Надійність елементів конструкцій залежить від таких основних параметрів: геометрія, розташування і розподіл дефектів; напружено-деформований стан за різних експлуатаційних умов; поширення тріщини на різних етапах експлуатації об'єктів [322].

У наш час дослідження тріщиноутворень досягли високого рівня. Однак, на наш погляд, кінцевими результатами цих досліджень, є рекомендації щодо остаточного руйнування елемента конструкції [323]. Застосовуючи поєднання різноманітних методів математичного моделювання, підходів механіки руйнування та сучасного програмного забезпечення, переважно отримують відповідь на питання, коли необхідно оглянути чи замінити той чи інший об'єкт дослідження. [324].

Однак ці твердження не завжди достовірно оцінюють ситуацію в вершині тріщини, оскільки існує певна ймовірність різкого стрибка досліджуваних критеріальних параметрів [325]. Також можна стверджувати,

що незважаючи на те, що з урахуванням різної форми конструкцій показано негативний вплив тих чи інших факторів, тут також залишається місце для уточнення зони передруйнування [326]. Це саме стосується і досліджень зміни форми тріщиноподібних дефектів, за якої спостерігається пришвидшення перебігу процесу руйнування конструкцій [327].

Таким чином, концепція "опірності елемента конструкції росту тріщини" може бути використана як окремий інваріантний параметр механіки руйнування, хоча для конкретного реального конструктивного елемента цей параметр залежить тільки від геометрії тріщини, в той час як коефіцієнт інтенсивності напружень (або інші параметри механіки руйнування) залежить від типу конструктивних елементів, умов навантаження та геометричних параметрів тріщиноподібних дефектів. Отже, «опірність елемента конструкції росту тріщини» можна розглядати як важливе доповнення до результатів аналізу ризику руйнування елементів конструкції.

Однак, для оцінки зони передруйнування з метою запобігання аварійно-небезпечних випадків, що спостерігаються за раптового зростання розмірів дефектів до критичних значень, велике значення має визначення показника чутливості поширення тріщини [233]. Важливо за допомогою зазначених напрямків досліджень тріщиноутворень в матеріалі розробити інженерні рекомендації щодо покращення моніторингу технічного стану, зокрема, стрілової конструкції мобільної вантажопідіймальної машини під час довготривалої експлуатації.



### 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЧНИХ КОЛИВАНЬ СТРИЛИ МОБІЛЬНОЇ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНОЇ МАШИНИ

Нерівномірність завантаження конвеєрів, а також невідносна вага обертових ланок трансмісійних ліній мобільного комплексу підйомно-транспортної машини обумовлюють виникнення змінних навантажень, що нерідко збуджують інтенсивні механічні коливання елементів механічної системи і створюють умови для втомного руйнування деталей і вузлів конструкції. На рис. 3.1 наведена осцилограма, що характеризує інтенсивність вібрацій, які зареєстровані вібрографом ВР-1 на платформі оператора цього мобільного комплексу, що експлуатувався на Турбівському цукровому заводі, Вінницької області [3].

Аналіз кривих, зображених на рис. 3.1 показує, що максимальна амплітуда коливань платформи сягає 3,8 мм, основна частота коливань становить близько 7 Гц, друга гармоніка має частоту близько 40 Гц.

Більш точне дослідження механічних коливань таких об'єктів обумовлює необхідність нетрадиційних підходів до реєстрації їх коливань і визначення динамічної стійкості з використанням сучасних інформаційно-

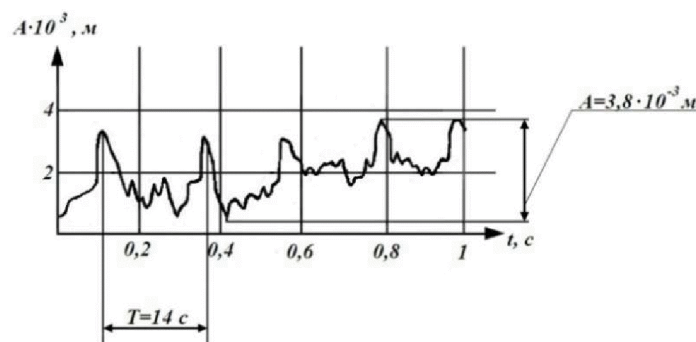


Рисунок 3.1 – Осцилограма вібрацій платформи оператора комплексу БУМ-65М2Б3-К

вимірювальних комплексів. Це пояснюється тим, що вимірювання вібраційних характеристик вібрографами та контактними датчиками ускладнюється, а іноді є неможливим через особливості конструктивних

характеристик таких об'єктів дослідження. Тому в сучасних дослідженнях приділяється більша увага безконтактним методам реєстрації коливань, які не впливають на вібраційні характеристики об'єкта досліджень і дають можливість дослідити коливальні процеси в недосяжних для традиційних приладів місцях. Один із таких методів заснований на використанні високошвидкісної відеозйомки.

Об'єктом динамічних досліджень був обраний вал механічної трансмісії, що передає рух приводам транспортерів буртоукладальної машини. Для високошвидкісної відеозйомки його коливань використовувалась цифрова відеокамера SAMSUNG VP-D46 з високошвидкісним затвором, що забезпечує фіксацію кадру за час від 1/50 до 1/1500 с. В даному випадку відеозйомка проводилась з експозицією 1/1500с при необхідній високій освітленості об'єктів дослідження. Камера була встановлена на найменш можливій для зйомки відстані від об'єкта, що досліджувався.

Для візуалізації результатів відеозйомки було використано цифровий відеомагнітофон моделі AG-DV2007, з подальшою їх комп'ютерною обробкою на основі використання програм Ulead Video Studio 8 та After Effects.

Для прикладу, на рис. 3.2 показано сім типових кадрів прискореної комп'ютерної відеозйомки досліджуваної трансмісії, аналіз яких дозволив визначити параметри, що відзначені під кожним з кадрів.

На рис. 3.3 показано амплітуду коливань вала трансмісії буртоукладальної машини за один його оберт.

Як показують дослідження [1, 2], вібраційні навантаження в нерухомих з'єднаннях можуть бути причиною руйнування машин, особливо при виникненні резонансних явищ під час їх експлуатації.

Вихід з ладу будь-якого агрегату викликає простоювання всього комплексу, що призводить до значних втрат на виробництві. За таких умов важливого значення набувають питання довговічності і надійності машин, що входять у технологічний комплекс.

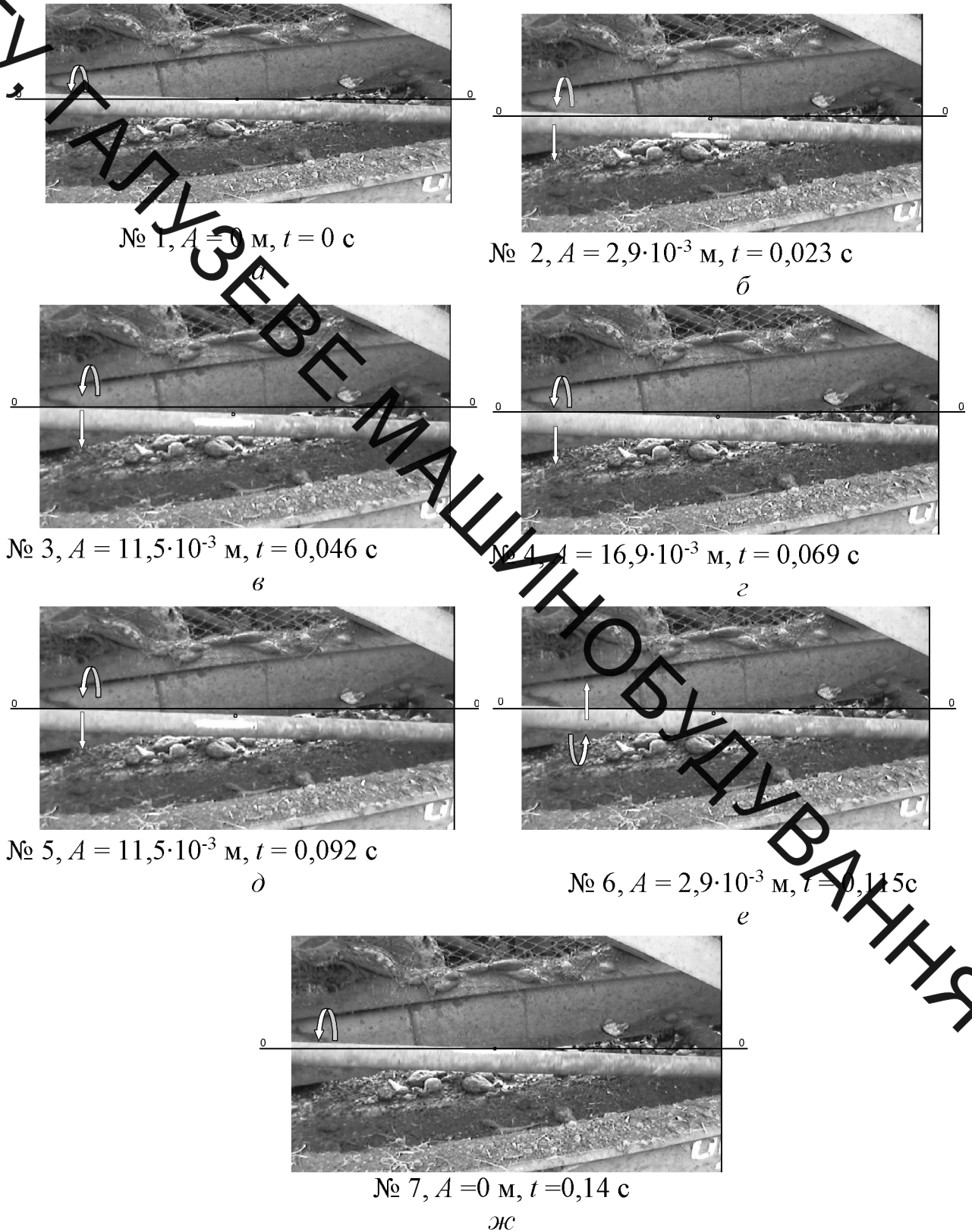


Рисунок 3.2 – Кадри високошвидкісної відеозйомки коливальних процесів валу трансмісії буртоукладальної машини

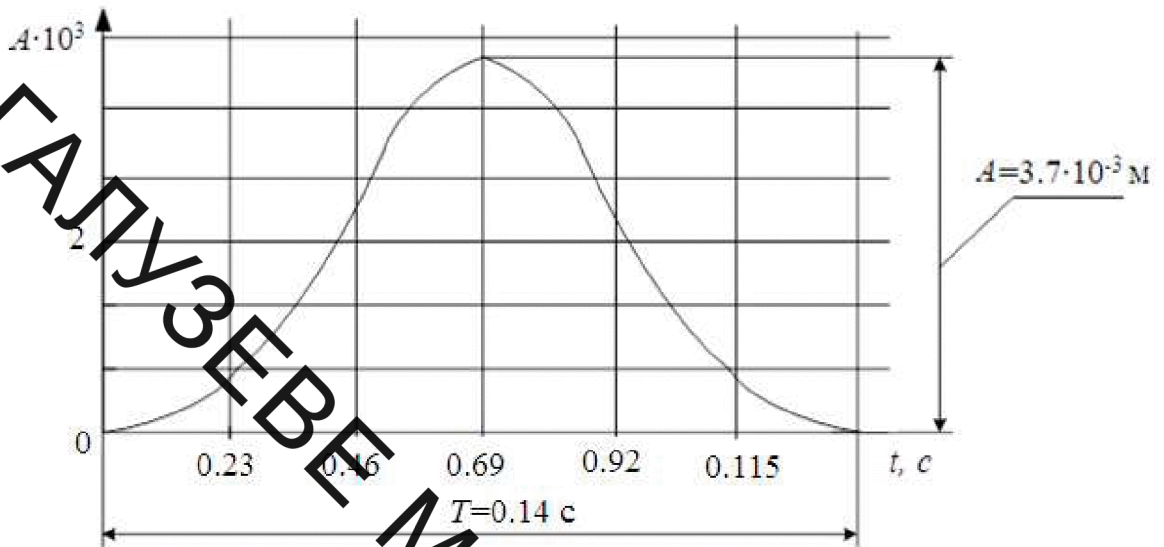


Рисунок 3.3 – Амплітуда коливань вала транспортера буртоукладальної машини.

За свідченнями експлуатаційників, після тривалої роботи буртоукладальної машини деякі деталі та вузли укладального конвеєра і стрілової конструкції виходять з ладу, а в місцях шарнірного з'єднання вантової підвіски зі стрілою на поверхнях несівних діжок з'являються тріщини. Для підвищення міцності ці місця підсилюються шляхом наварювання пластин на пошкоджені поверхні.

У сучасних інженерних розрахунках детально не враховується вплив умов і тривалості експлуатації конструкції на механічні властивості матеріалу, проте, у низці наукових праць автори стверджують, що з часом у виробничих умовах механічні властивості матеріалів деградують [239, 391, 392]. Крім того, небезпечними є процеси корозійного розтріскування металоконструкцій під напруженням. Незважаючи на те, що середня швидкість корозії є незначною, локальні ураження матеріалу є доволі небезпечними і становлять одну з основних причин руйнування несівних елементів металоконструкцій.

Тому для оцінювання технічного стану тривало експлуатованих металоконструкцій та прогнозування їх залишкового ресурсу необхідно

поряд з параметрами циклічних динамічних навантажень враховувати можливу деградацію механічних властивостей сталей, а також корозійне розтріскування матеріалу під напруженням. Це дасть змогу підвищити точність визначення залишкового ресурсу та одержати належну достовірність техніко-економічних розрахунків в інженерній практиці.

#### 4 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СТАТИЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ СТІЛОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ БУРТОУКЛАДНИКА

Внаслідок тривалої експлуатації металевих конструкцій за жорстких силових умов та дії корозивно-агресивних середовищ можуть не тільки розвинутися макродефекти, але й значно деградувати вихідні фізико-механічні властивості матеріалу, зокрема, знизитися опір крихкому руйнуванню [5, 6, 7, 8]. Зі силових чинників особливо небезпечним є циклічне навантаження [9], через яке в металі накопичуються мікропластичні деформації, а отже, знижується його опірність крихкому руйнуванню. В таких умовах експлуатуються різні види підйимально-транспортувальних механізмів [10]. До них належать і машини неперервної дії, які виконують різні складальні операції та є ефективними засобами механізації на кар'єрах відкритого видобування корисних копалин, а також під час складування насипної сільськогосподарської продукції, зокрема буряків на цукрових заводах. Таке обладнання оснащено стрілоподібною конструкцією, що утримується під заданим кутом за допомогою відтяжок, закріплених на вантовій опорі. На стрілі улаштовано стрічковий конвеєр, який транспортує вантаж.

Останнім часом загострилась проблема прогнозування методами неруйнівного контролю деградації механічних властивостей конструкційних матеріалів. Запропоновано [11, 12, 13] для цього використовувати електрохімічні показники, які виявилися чутливими до зміни стану тривало експлуатованого металу.

Дослідження впливу тривалої експлуатації металоконструкції на характеристики міцності та пластичності, ударну в'язкість, а також електрохімічну поведінку металу для виділення інформаційних ознак зміни його стану і на корозійне розтріскування під напруженням виконувалися на зразках, виготовлених із профільної сталі Ст.3 стріли буртоукладника БУМ-65М2Б3-К, який використовувався понад 30 років на Барському цукровому



Рисунок 4.1 – Стріла буртоукладника БУМ-65М2Б3-К

заводі (Вінницька обл.) (рис. 4.1).

Як відомо [14, 15, 16], деградація матеріалів найбільшою мірою проявляється в елементах конструкцій з максимальними напруженнями, що діють в металоконструкції. Тому для виявлення найбільш навантажених елементів стріли проводимо аналіз напружено-деформованого стану несівної конструкції методом скінченних елементів із застосуванням обчислювального комплексу APM Structure 3D пакету APM Win Machine .

На рис. 4.2 зображена 3D модель стріли укладального конвеєра, яка складається з верхнього 1 та нижнього 2 поясів, скріплених поперечними стійками 3 та відкосами 4. Верхній та нижній пояси виготовлено з рівнополичного кутника L50-5, а стійки та відкоси - з L32-3 (ДСТУ 2251-93) (ГОСТ 8509-93)), які утворюють стрижневу систему стріли. Кріпиться стріла до буртоукладника за допомогою шарнірного з'єднання 5, а до пілона – через відтяжки шарнірами 6 і, таким чином, встановлюється під кутом  $16^\circ$  до горизонту Після виконання статичного розрахунку отримано карти напружень деформованого стану конструкції (рис. 4.2), за допомогою яких

Встановлено числові значення напружень у стрижнях. Розглядаємо три випадки навантажен-

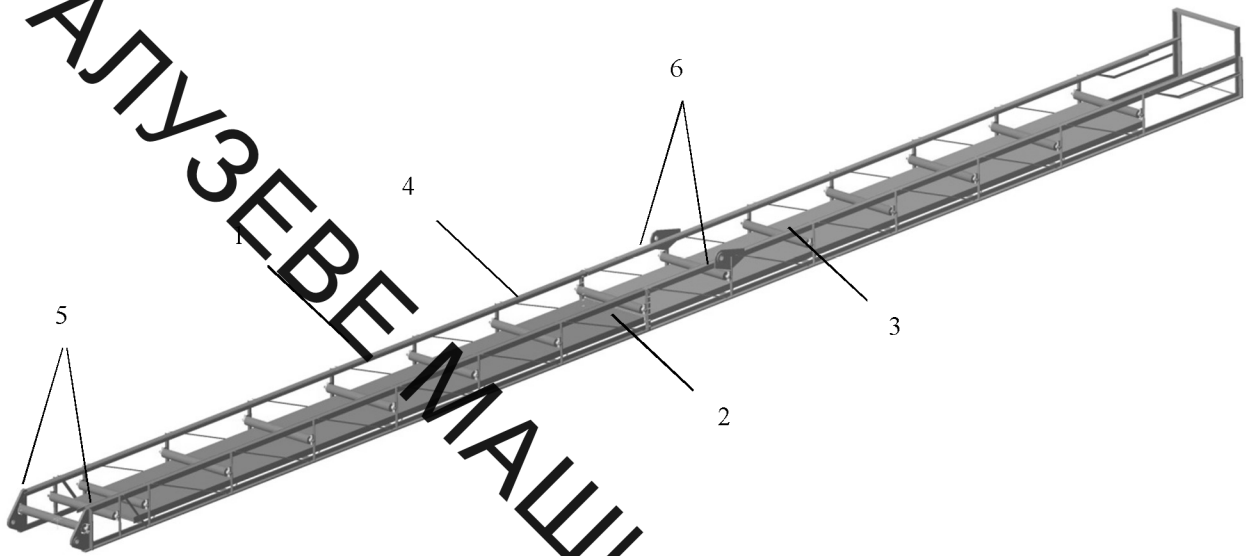


Рисунок 4.2 – Стріла укладального конвеєра

ня конвеєра: рівномірно розподілене стрічкою (рис. 4.3, а); збільшене у півтора рази щодо номінального (рис. 4.3, б); збільшене у 2 рази щодо номінального (рис. 4.63, в).

Встановлено, що найбільші значення напружень виникають у стрілі в місці кріплення відтяжок до шарнірів 6.

На рис. 4.4 зображено вісім основних стрижневих елементів конструкції, які розташовані в області найбільших напружень стріли, і в кольоровому фоні подано напруження в них, що характеризують їх величину.

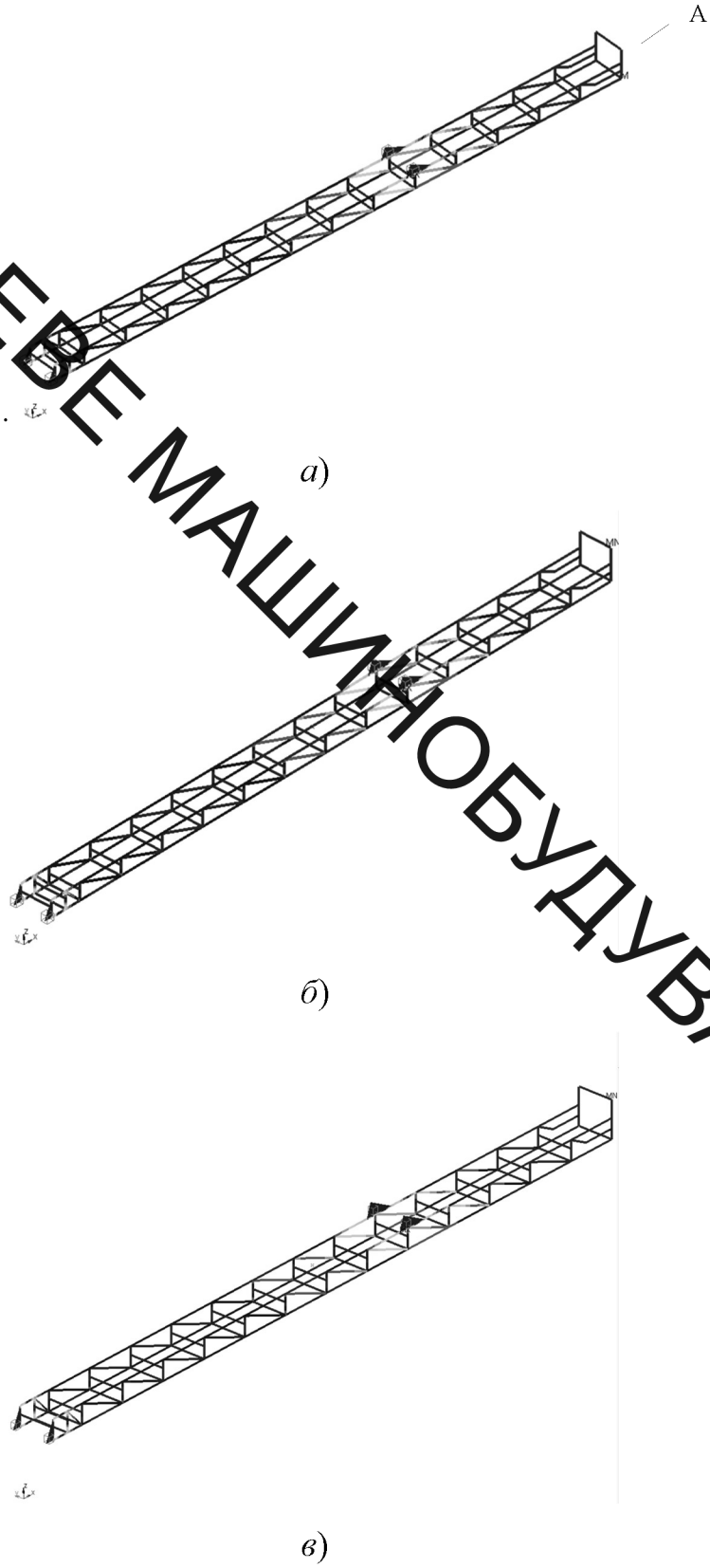
Максимальні значення напружень у стрижнях наведені у табл. 5.1.

Найменші (близькі до нуля) напруження виникають у поперечному стрижні (точка А, рис. 5.6, а) відвантажувальної частини стріли, а найбільші – у стрижні 1 (точка Б, рис. 5.7) верхнього поясу 1 (рис. 5.5).

Із найбільш (рис. 5.8, а) та найменш (рис. 5.8, б) навантажених елементів конструкції виготовляємо зразки для проведення експериментальних досліджень.



## ВНТУ, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ



*a* - номінальне навантаження 1т; *б* - навантаження 1,5т;

*в* - навантаження 2т

Рисунок 4.3 – Напружений стан стріли конвеєра

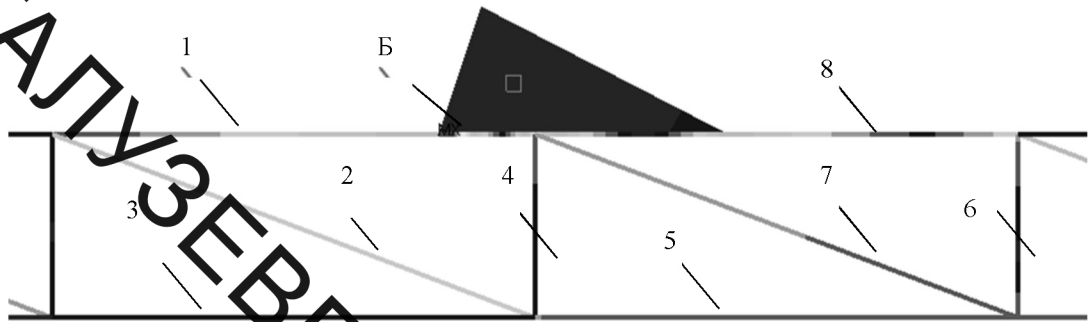
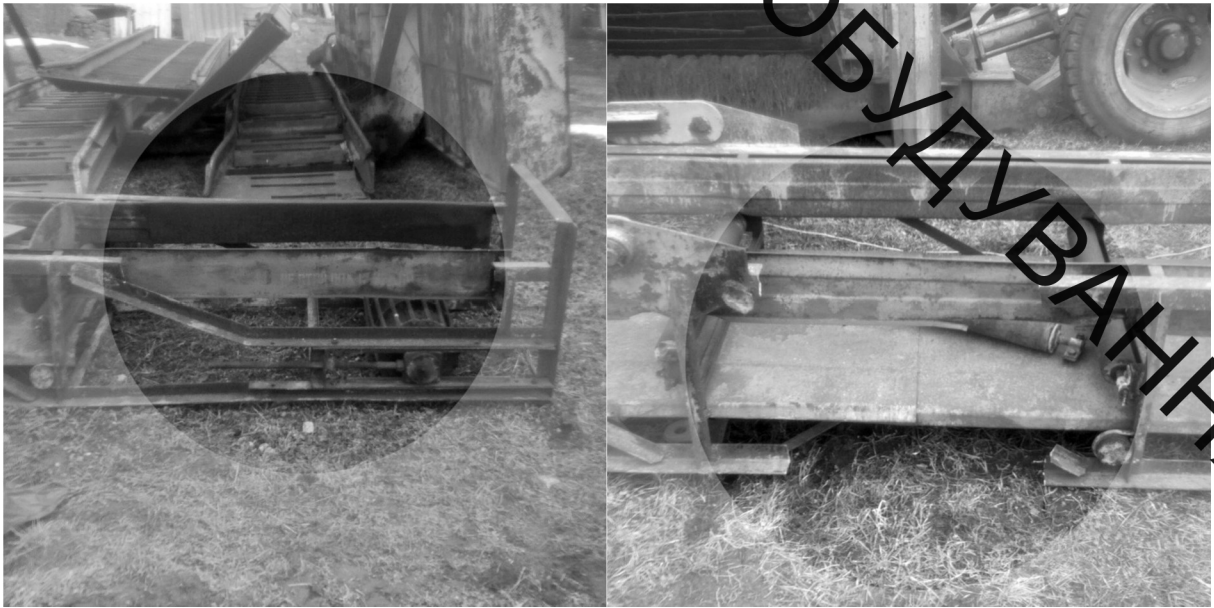


Рисунок 4.4 – Зона найбільших напружень в стрижнях конструкції








*a*

*б*

Рисунок 5.8 – Фрагмент стріли з місцями вирізаня кутників рами для досліджуваних зразків

Таблиця 5.1 – Максимальні напруження у перерізах стрижнів

Навантаження 1т								
	№ стрижня							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Максимальне значення, МПа	11,5	33,57	10,85	9,486	2,173	9,134	25,26	41,69
Напруження у перерізі								
Навантаження 1,5т								
	№ стрижня							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Максимальне значення, МПа	25,9	87,15	23,02	40,42	48,71	40,64	59,51	97,72
Напруження у перерізі								
Навантаження 2т								
	№ стрижня							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Максимальне значення, МПа	32,7	92,02	28,24	43,08	59,67	61,74	68,11	122
Напруження у перерізі								

Для дослідження змін експлуатаційних характеристик міцності і пластичності металу проведені експериментальні дослідження на лабораторному обладнанні Фізико-механічного інституту АН України (м. Львів).

ВНІТУ  
ІНСТИТУТ  
ІНЖЕНЕРІВ  
ІНФОРМАЦІЙНИХ  
ТЕХНОЛОГІЙ  
ІНТЕРНЕТУ  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОГО  
МАШИНОБУДУВАННЯ

## 5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІН МЕХАНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРИВАЛО ЕКСПЛУАТОВАНИХ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ

Оцінити технічний стан конструкцій підйимально-транспортних мобільних машин тривалої експлуатації важливо як на стадії їх проектування, так і під час експлуатації. Роботоздатність конструкції, в основному, оцінюють за такими механічними характеристиками матеріалу як міцність, пластичність, ударна в'язкість (опір крихкому руйнуванню), тріщиностійкість, тощо. Загальна і локальна дія корозійних середовищ впливає на швидкість корозійно-механічного руйнування (корозійне розтріскування), за сумісної дії циклічних навантажень в конструкційному матеріалі – на швидкість корозійної втоми.

Тривала впродовж десятків років експлуатація може погіршувати ці характеристики. Це означає, що оцінювання технічного стану несівних конструкцій необхідно виконувати не тільки за наявністю можливих механічних чи корозійних макродефектів, але й за деградацією властивостей матеріалів.

Для дослідження механічних характеристик конструкційних матеріалів використовують методи руйнівного та неруйнівного контролю.

За умови використання першого методу для випробувань використовують зразки матеріалу тривало експлуатованого елемента конструкції. Обґрунтування вибору елементів несівної конструкції мобільної машини, з яких виготовляються експериментальні зразки, наведено в розділі 5.

Експериментальні дослідження зразків кутників рами буртоукладника БУМ65М2Б3–К на статичний розтяг для визначення стандартних механічних властивостей сталей проводили на універсальній випробувальній машині типу УМЕ10–ТМ (рис. 2.26).

Технічна характеристика:

максимальне навантаження, кН.....	± 100
висота робочої зони, мм.....	1000
відстань між колонами, мм.....	600
точність вимірюваного навантаження, %.....	± 1

Випробувальна машина оснащується камерою для проведення досліджень за низьких температур.

Зразки виготовлялися з кутника профілю номер 4,5 (ГОСТ 8509–72) розміром 45×45×5 мм сталі Ст3. Вивчалися три стани металу: № 1 – вихідний (з елемента рами, на який практично не діяли експлуатаційні навантаження); № 2 і 3 – експлуатований за дії розтягальних та стискальних циклічних напружень,



Рисунок 2.26 – Загальний вигляд універсальної випробувальної машини типу УМЕ10–ТМ

відповідно. Зразки вирізалися з полички експлуатованого кутника, момент опору якої був менший проти робочого згинального. Для визначення характеристик міцності та пластичності використовувалися плоскі зразки (2×10×40 мм), які розтягувалися зі швидкістю  $3 \cdot 10^{-3} \text{ с}^{-1}$  ( $3,3 \cdot 10^{-4} \text{ с}^{-1}$ ). Під час випробувань здійснювався автоматичний запис діаграми навантаження в координатах "сила  $F$  – переміщення захвату  $\Delta$ ", для чого використовували балку-тензоперетворювач. Балка згиналася внаслідок переміщення захвату під час навантаження зразка. На одну з діагоналей моста подавалася напруга 20 В, а з іншої – знімався сигнал,

пропорційний переміщенню, і в активному режимі записувалися покази за допомогою аналого-цифрового перетворювача АЦП 1–7018 до комп'ютера. Випробами на розтяг визначалися показники міцності (границя міцності  $\sigma_B$ , границя пластичності  $\sigma_{0,2}$ ), показники пластичності (відносне видовження  $\delta$  і відносне звуження  $\psi$ ).

Для оцінки здатності металевих матеріалів переносити ударні навантаження використовувалися динамічні випробування, які широко застосовуються для виявлення схильності металів до крихкого руйнування. Це найбільш небезпечний вид руйнування, що катастрофічно швидко розвивається під дією порівняно низьких напружень. Крихке руйнування характеризується наявністю кристалічного зламу в площині, яка перпендикулярна до нормальних розтягувальних напружень.

Найчастіше ударну в'язкість сталей  $KCV$  оцінюють кількістю енергії (роботи), витраченої на руйнування зразка під час ударних навантажень. Основним зразком за ГОСТ 1497–84 є стрижень з квадратним перерізом 10 мм і завдовжки 55 мм з надрізом (концентратором) посередині. Зразки з U-подібним надрізом (зразки Шарпі) є основними і рекомендуються для вибору і приймального контролю металів і сплавів. Зразки з V-подібним надрізом (зразки Менаже) використовуються для контролю металевих матеріалів відповідальних конструкцій (літальних апаратів, транспортних засобів і т. д.). Третій тип зразків має T-подібний концентратор. Такі зразки призначені для випробування матеріалів, що працюють в особливо відповідальних конструкціях.

Випробування на ударний згин проводять на маятникових копрах з граничною енергією, що перевищує 300 Дж (30 кгс·м) (рис. 2.27, в).

Схема випробування зображена на рис. 2.27, б. Призматичний зразок (рис. 2.27, а) з V-подібним надрізом глибиною 2 мм з радіусом у вершині 0,2...0,3 мм стандартної товщини 10 мм згідно ГОСТ 1497–84) клали горизонтально у спеціальний шаблон, що забезпечувало установку надрізу строго посередині прогону між опорами. Удар завдавали зі сторони, протилежної надрізу, в площині, перпендикулярній до поздовжньої осі зразка. Маятник копра

закріплювався в початковому верхньому положенні. За шкалою фіксувався кут підймання маятника  $\alpha$ .

Після звільнення маятника він вільно падав під власною вагою, ударяв по зразку, згинав та руйнував його, піднімаючись відносно вертикальної осі на кут  $\beta$ . Цей кут тим менший, чим більша робота  $E$ , що витрачається маятником на деформацію та руйнування зразка:

$$K = G (H - h), \quad (2.60)$$

де  $G$  – вага маятника;  $H$  – висота встановлення маятника;  $h$  – висота підйому маятника після удару.

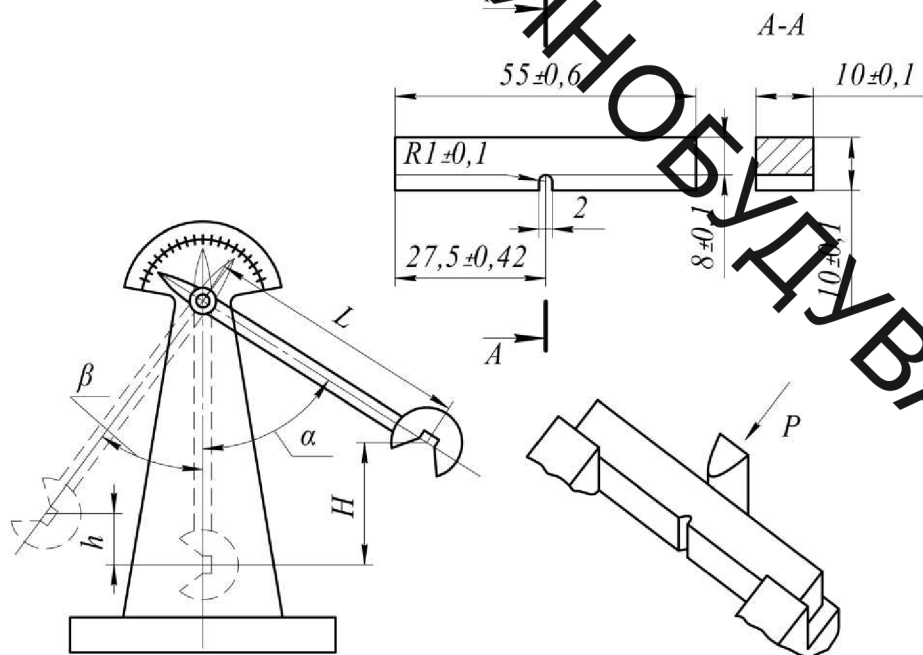


Рисунок 2.27 – Схема та зразок випробування на ударну в'язкість за методом Шарпі із V-подібним надрізом

Якщо довжина маятника  $L$ , то  $h = L(1 - \cos\beta)$ ,  $H = L(1 - \cos\alpha)$  і робота руйнування буде:

$$E = G L (\cos \beta - \cos \alpha). \quad (2.61)$$



За дією формулою можна розрахувати роботу  $K$ , вимірявши кути  $\alpha$  і  $\beta$  та знаючи величини  $G$  і  $L$ , які для кожного копра постійні.

Ударну в'язкість  $KCV$  визначали в Дж/см<sup>2</sup> (стандартною є величина Дж/м<sup>2</sup>) як відношення роботи руйнування зразка  $K$ (Дж) до площі його поперечного перерізу  $S_0$  (см<sup>2</sup>) у місці концентратора:

$$KCV = \frac{K}{S_0} \quad (2.62)$$

Висоту і ширину робочої частини зразка в місці концентратора вимірювали з похибкою не більшою за 0,05 мм.

За випроб нижче кімнатної температури зразки попередньо охолоджували (максимально до  $-60^\circ\text{C}$ ) у термостаті з сумішшю рідкого азоту з гасом. Температуру в термостаті контролювали спиртовим термометром з ціною ділення  $1^\circ\text{C}$ .

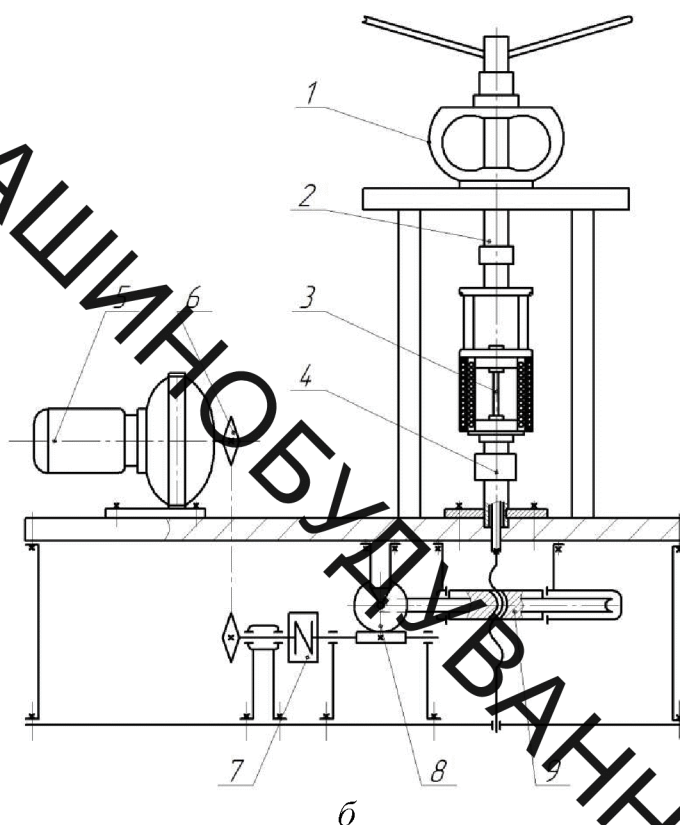
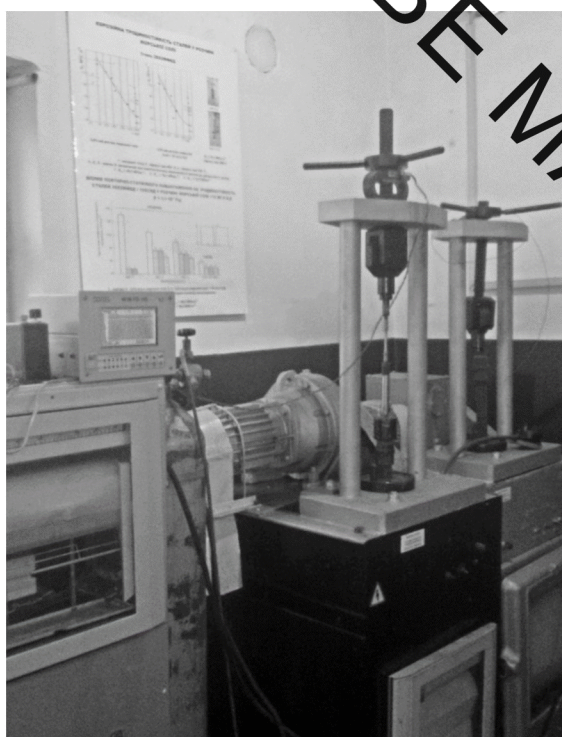
Фрактографічні особливості зламів після випроб зразків на ударну в'язкість досліджували на сканівному електронному мікроскопі EVO-40XVP (Carl Zeiss AG, ФРН).

Інша частина експериментальних досліджень виконувалася на сертифікованій установці УІП-6 (рис. 2.28, а). Вона містить мотор-редуктор 5 (рис. 2.28, б), на валу якого встановлена ведуча зірочка ланцюгової передачі 6. Ведена зірочка цієї передачі розміщена на проміжному валу, який через муфту 7 з'єднано з ведучим валом черв'ячної передачі 8. На веденому валу цієї передачі улаштовано черв'як черв'ячно-гвинтової передачі 9, гвинт якої з'єднано з нижньою тягою 4 вузла розтягання установки. Верхня тяга 2 закріплена на траверсі установки і з'єднана з динамометром 1.

Для вивчення впливу корозійного середовища на зміну механічних характеристик матеріалу металоконструкцій стріли буртоукладника після тривалої експлуатації проводили випробування зразків з елементів рами, які знаходилися під дією максимальних та мінімальних напружень. Зразок №1 вирізали з полицки кутника

рами  $45 \times 45 \times 5$  мм з більшим моментом опору, на який практично не діяли навантаження, а зразок №2 з полички цього ж кутника з меншим моментом опору. Зразок №3 вирізали з полички кутника рами з більшим моментом опору, на який діяли максимальні навантаження, а зразок №4 з полички цього ж кутника з меншим моментом опору.

Характеристики міцності та пластичності визначали на циліндричних зразках



*a*

*б*

1 – динамометр; 2 – тяга верхня; 3 – зразок; 4 – тяга нижня; 5 – мотор-редуктор;

6 – ланцюгова передача; 7 – муфта; 8 – черв'ячна передача;

9 – черв'ячно-гвинтова передача

Рисунок 2.28 – Загальний вигляд (*a*) та кінематична схема (*б*) установки УІП-6

(рис. 2.29) типу 1 і 2 шляхом розтягу зі швидкістю деформації  $10^{-5} \text{ с}^{-1}$  та  $10^{-6} \text{ с}^{-1}$  на установці УВП-6

Зразок типу 1 має такі розміри:  $A = 80$  мм;  $L = 40$  мм;  $d = 4$  мм;  $D = 6$  мм;  $M = 10$  мм, а зразок типу 2 відрізняється лише розмірами  $d = 3$  мм і  $D = 4$  мм.

Випробування проводили на повітрі та в середовищі синтетичного дощу з метою

створення умов, наближених до експлуатаційних. Кислотний дощ утворюється, здебільшого, в результаті реакції між водою і такими забруднюючими речовинами, як діоксид сірки ( $SO_2$ ) і різні оксиди азоту ( $NO_x$ ). Аналіз атмосферних опадів у промислових регіонах України, в яких експлуатуються буртоукладники, показав, що  $pH$  такого дощу може досягати 4,4, а його усереднений хімічний склад є таким:  $H_2SO_4$  – 3,19;  $Na_2SO_4$  – 3,2;  $HNO_3$  – 1,58;  $NaNO_3$  – 2,12;  $NaCl$  – 8,48[352, 353]. Металографічні дослідження виконуємо на сканувальному

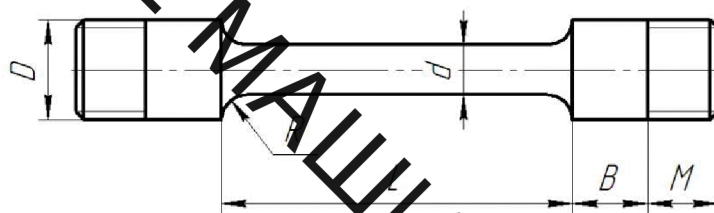


Рисунок 2.29 – Зразок для випробувань матеріалів на довготривалу корозійну міцність

електронному мікроскопі EVO-40XVP (фірма Carl Zeiss, ФРН).

Як вихідний матеріал використовуємо елемент конструкції стріли, у якому практично не виникали напруження.

Результати експериментальних досліджень сталевих кутників стрілової конструкції тривало експлуатованого буртоукладника подано у розділі 5.

1 Обґрунтовано вибір найбільш ефективної схеми розміщення приводу стрічкового конвеєра улаштованого на стріловій конструкції мобільної машини, доведено переваги використання в них вмонтованих приводів.

2 Проаналізовано методи розробки розрахункових схем механічних систем конвеєрів для виконання динамічних розрахунків. Охарактеризовано основні типи пружно-в'язкісних фізичних моделей стрічки, виконано аналіз аналітичних залежностей, що враховують швидкість поширення пружної деформації у

стрічці. Обґрунтовано моделювання електромеханічних та гідравлічних приводів конвеєрів.

3 Виконано оцінювання динамічних властивостей електромеханічних та гідравлічних приводів конвеєрів за допомогою теоретичних досліджень перехідних процесів пуску, які виконувалися на спрощених фізичних моделях. Виявлено переваги динамічних показників гідропривода і доведено доцільність його використання в конвеєрах мобільних вантажопідіймальних машин

4 Розроблена методика проведення експериментальних досліджень гідравлічного привода, чутливого до зміни навантаження. Обґрунтовано вибір схеми експериментального стенду і контрольно-вимірювальної та реєструвальної апаратури.

5 Проаналізовано існуючі розрахункові моделі стрілових конструкцій та параметри за якими виконують модальний аналіз та дослідження вимушених коливань. Показано визначення параметрів для балки Тимошенка згідно з технічною теорією згину. Окреслено задачі досліджень динаміки стрілових конструкцій.

6 Розроблена методика дослідження деградації механічних властивостей та тріщиностійкості елементів стрілової конструкції тривало експлуатованого буртоукладника. Обґрунтовано вибір випробувального обладнання для забезпечення необхідних режимів та умов проведення експериментальних досліджень.

## 6. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

### 6.1 Розробка конструкції гідравлічного приводу відвального конвеєра

У Вінницькому національному технічному університеті розроблена конструкція гідравлічного вмонтованого приводу, який можна використати у відвальному конвеєрі буртоукладника. Приводний пристрій складається з корпусу барабана 1, який за допомогою виступів на кришках 2 і 3 гідродвигуна кінематично зв'язаний з реверсивним гідродвигуном, що складається з розташованого між вказаними кришками рухомого корпусу, який обертається, 4, усередині якого аксіального відносно його осі встановлені шестерні-сателіти 5, знаходяться в зачепленні з сонячним зубчатим колесом 6, яке з допомогою шліців жорстко пов'язано з опорною віссю 7 барабана, нерухомо закріпленою на станині конвеєра. Опорні шийки шестерень-сателітів 5 встановлені в підшипниках 8, які знаходяться в нерухомому контакті з підшипниками 9 корпусу, що обертається, обертаються спільно з ним щодо нерухокої опорної осі 7. Напірний і зливний трубопроводи підводяться до внутрішніх порожнин гідродвигуна за допомогою каналів, що підводять, 10 і 11, виконаних усередині нерухокої опорної осі 7. Причому канал 10, сполучений, наприклад, з напірним трубопроводом, пов'язаний з кільцевим розточуванням 12 і каналами 13, 14 і 15, виконаними в кришці гідродвигуна 2, з'єднуються з робочими камерами 16, освіченими шестернями-сателітами 5, сонячним зубчатим колесом би р. поверхнею рухомого корпусу, що обертається, 4. Аналогічно протилежна робоча камера 17 сполучена подовжніми каналами 18, виконаними в кришці гідродвигуна 3, із замкнутою кільцевою порожниною 19 і за допомогою радіальних каналів 20 пов'язана з кільцевим розточуванням 21, до якої підведений канал 11 приєднаний до зливного трубопроводу. Такі ж під'єднання робочих камер виконані для кожної з тих, що знаходяться в зачепленні з сонячним губчастим колесом 6 шестерень-сателітів 5. Для урівноваження тиску під торцями підшипників 8 і

шестерень-сателітів 5 усередині останніх виконаний осьовий канал 22. Корпус барабана 1 і реверсивні гідродвигуни посаджені на нерухомій опорній осі роздільно один від одного з великим радіальним зазором між виступами на корпусі барабана 1 і кришках гідродвигуна 2 і 3. Радіальна складова навантаження в цьому випадку сприймається - підшипниками 24 і 25. Для запобігання можливим витокам передбачена система ущільнень з урахуванням рухливості ущільнюваних поверхонь [8].

Приводний пристрій працює таким чином.

При подачі робочої рідини під тиском в робочі камери 16 здійснюється обертання шестерень-сателітів 5 навколо власних осей і одночасне їх перекочування по зубчатому вінцю нерухомого сонячного зубчатого колеса 6, внаслідок чого відбувається поворот рухомого корпусу, що обертається, 4 щодо нерухомої опорної осі 7. Що жорстко скріплюють з рухомим корпусом, що обертається, 4 кришки гідродвигуна 2 і 3 повідомляє обертання корпусу барабана 1.

Робоча рідина, що втратила енергію, потрапляє в робочі камери 17, звідки віддаляється на злив. Крутний момент мотор-барабаном, що розвивається, залежить від співвідношення діаметрів сонячного-го зубчатого колеса 6 і шестерень-сателітів 5, а також від числа шестерень-сателітів, що знаходяться в зачепленні. Регулюванням тиску і витрати робочої рідини здійснюється зміна моменту, що крутить, і числа оборотів приводного пристрою. Реверсування управління обертання здійснюється шляхом зміни напрямку потоку робочої рідини за допомогою гідророзподільника.

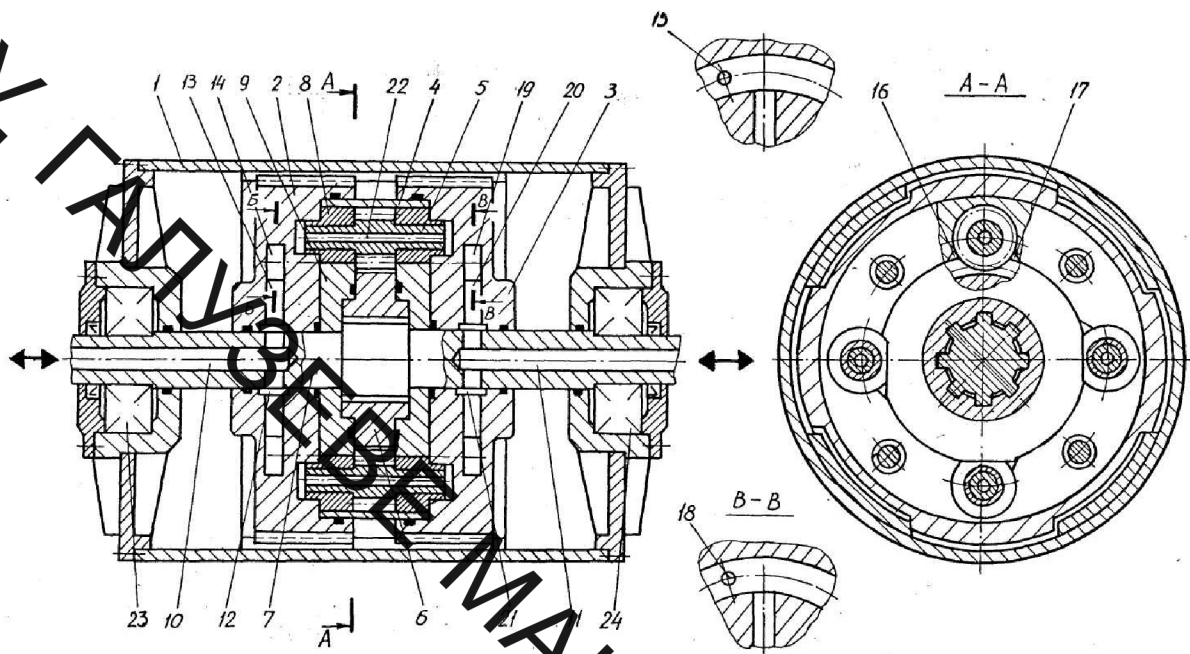


Рисунок 6.1 – Конструктивна схема гідравлічного приводного пристрою з спеціальним гідродвигуном для відвального конвеєра буртоукладника.

Зазначимо, що в конструкції розробленого приводу принципово новими вузлами є спеціальний гідродвигун, який, крім того, виконує функції редуктора. Ці нововведення дозволили змінити технічні показники приводного пристрою – зменшити габарити, розширити діапазон регулювання параметрів, збільшити потужність, знизити металоемність. Ці позитивні властивості дозволяють використовувати розроблену конструкцію в машинах іншого технологічного призначення, у яких для поліпшення техніко-економічних показників застосовується вмонтований привід.

## 6.2 Кінематичний та силовий розрахунок привода

Вихідні дані для розрахунку:

Потужність, кВт	7
Швидкість руху, м/с	0,97
Діаметр барабана, мм	300

Розділ виконано за методикою [9]

Визначаємо вхідну потужність  $P_1$ :

$$P_1 = \frac{P_6}{\eta_m \cdot \eta_{з.з.п.} \cdot \eta_n^3} = \frac{7}{0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,99^3} = 7,4 \text{ кВт} . \quad (6.1)$$

Частота обертання колеса становить:

$$n_2 = \frac{1000 \cdot 60 \cdot 0,97}{3,14 \cdot 460} = 40 \text{ об / хв} . \quad (6.2)$$

Щоб забезпечити потрібну частоту обертання колеса потрібно підібрати відповідне передаточне відношення зубчастої передачі:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{120}{40} = 3 , \quad (6.3)$$

де  $n_1$  – частота відносного обертання шестерні-сателіта навколо нерухомого колеса.

Визначаємо кутові швидкості:



$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 120}{30} = 12,6 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 40}{30} = 4,19 \text{ с}^{-1};$$

Визначаємо крутний момент, що діє на кожній з чотирьох валах-шестернях при  $\omega_1$ :

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{7,4 \cdot 10^3}{12,6 \cdot 4} = 147 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

### 6.3 Розрахунок зубчастої передачі

Вхідні дані:

Швидкохідний вал:  $P_1$ , кВт – 1,85;

$T_1$ , Н·м - 147;

$\omega_1$ ,  $\text{с}^{-1}$  - 12,6.

$u = 3$ .

Призначаємо матеріал колеса і шестерні: для шестерні вибираємо Сталь 20ХН, термообробка – цементація, твердість HRC=56...63, твердість серцевини – 300...400 НВ; для колеса вибираємо Сталь 12ХН3А, термообробка – цементація, твердість HRC=56...63, твердість серцевини – 250 НВ.

Розрахунок допустимих контактних напружень

$$[\sigma_{Hi}] = \frac{\sigma_{Hlimbi}}{S_{Hi}} \cdot Z_R \cdot Z_V, \quad (6.4)$$

де  $\sigma_H$  – максимальне контактне напруження,

$[\sigma_{Hlimb}]$  – межа витривалості зуба, яка відповідає числу циклів зміни напружень;

$S_H$  – коефіцієнт безпеки,  $S_H = 1,2$ .

$$\sigma_{Hlimbi} = \sigma_{Hlimbi}^0 \cdot K_{HL}; \quad (6.5)$$

$$\sigma_{Hlimbi}^0 = 17 \cdot HRC + 200; \quad (6.6)$$

$$\sigma_{Hlimb1}^0 = 17 \cdot 60 + 200 = 1220 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Hlimb2}^0 = 17 \cdot 59 + 200 = 1203 \text{ МПа}.$$

$K_{HL}$  – коефіцієнт довговічності, який розраховуємо за формулою:

$$K_{HLi} = m_H \sqrt{\frac{N_{HO1}}{N_{HEi}}}, \quad (6.7)$$

де  $N_{HO}$  – базове число циклів зміни напружень,  $N_{HO1} = N_{HO2} = 1,8 \cdot 10^7$   $N_{HE}$  – еквівалентне число циклів зміни напружень.

$$N_{HEi} = \mu_H \cdot N_{\Sigma i}, \quad (6.8)$$

де  $N_{\Sigma i}$  - сумарне число циклів зміни напружень, яке розраховується за формулою:

$$N_{\Sigma i} = 60 \cdot n_i \cdot t_{\Sigma}, \quad (6.9)$$

де  $t_{\Sigma}$  - термін роботи приводу в годинах,  $t_{\Sigma} = 17000$  год.

$$N_{\Sigma 1} = 60 \cdot n_1 \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 240 \cdot 17000 = 2,4 \cdot 10^8 ;$$

$$N_{\Sigma 2} = 60 \cdot n_2 \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 68,9 \cdot 17000 = 0,7 \cdot 10^8 ;$$

$\mu_H$  – коефіцієнт, який характеризує інтенсивність навантаження, який розраховується за формулою:

$$\mu_H = \sum_{i=1}^2 \left(\frac{T_i}{T_H}\right)^3 \cdot \frac{N_i}{N_{HO}}; \quad (6.10)$$

$$\mu_H = \frac{0.4 \cdot 2.04 \cdot 10^8}{1.8 \cdot 10^7} + \left(\frac{0.3 \cdot 406.2}{406.2}\right)^3 \cdot \frac{0.6 \cdot 2.04 \cdot 10^8}{1.8 \cdot 10^7} = 0.2.$$

$$N_{HE1} = 0.2 \cdot 2.4 \cdot 10^8 = 0.48 \cdot 10^8;$$

$$N_{HE2} = 0.2 \cdot 0.7 \cdot 10^8 = 0.14 \cdot 10^7.$$

Так як  $\frac{N_{HE}}{N_{HO}} > 1$ , то  $K_{HLi} = \sqrt[24]{\frac{N_{HOi}}{N_{HEi}}} \geq 0.9$ .

$$K_{HL1} = \sqrt[24]{\frac{1.8 \cdot 10^7}{2.4 \cdot 10^8}} = 0.86;$$

$$K_{HL2} = \sqrt[24]{\frac{1.8 \cdot 10^7}{0.7 \cdot 10^8}} = 0.9.$$

Приймаємо  $K_{HLi} = 0.9$ .

$Z_R$  – коефіцієнт, що враховує шорсткість спряжених поверхонь.

$Z_R = 0.95$ .

$Z_V$  – коефіцієнт, що враховує колову швидкість.

$Z_V = 1$ .

$$[\sigma_{H1}] = \frac{1220}{1,2} \cdot 0,95 = 965,8 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{1203}{1,2} \cdot 0,95 = 952,4 \text{ МПа}.$$

Для проектного розрахунку прямозубого зачеплення розрахунковим вибирається менше значення напруження. Тому  $[\sigma_{HD}] = 952,4 \text{ МПа}$ .

Розрахунок допустимих згинальних напружень:

$$[\sigma_{Fi}] = \frac{\sigma_{F\lim}}{S_i} \cdot K_{FC} \cdot Y_R, \quad (6.11)$$

де  $\sigma_{F\lim}$  - еквівалентне число циклів зміни напружень, яке розраховується за формулою:

$$\sigma_{F\lim} = \sigma_{F\lim}^0 \cdot K_{FC} \cdot K_{FLi}; \quad (6.12)$$

$\sigma_{F\lim}^0$  - базове число циклів зміни напружень.

$$\sigma_{F\lim}^0 = 950 \text{ МПа}.$$

$K_{FC} = 1$ .

$K_{FL}$  – коефіцієнт довговічності.

$$K_{FLi} = m_F \sqrt{\frac{N_{FOi}}{N_{FEi}}}. \quad (6.13)$$

При  $HV < 350$ ,  $m_F = 6$ ,  $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ .

Так як  $N_{\Sigma} = 2.04 \cdot 10^8 > N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ , то  $K_{FL} = 1$ .

$$\sigma_{F\lim 1} = 950 \cdot 1 \cdot 1 = 950 \text{ МПа};$$

$S_F = 1.7$  – коефіцієнт запасу.

$Y_s = 1$  – коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу до концентрації напружень,

$Y_R = 1$  – коефіцієнт, що враховує шорсткість перехідної поверхні зуба.

$$[\sigma_{F1}] = \frac{950}{1.7} \cdot 1 = 558 \text{ МПа};$$

Проектний розрахунок на контактну висувальність

Визначаємо орієнтоване значення початкового діаметра шестерні:

$$d_{\omega 1} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} \cdot (Z_H \cdot Z_M \cdot Z_E)^2 \cdot U + \sqrt{U^2 + 4}}{\Psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2}} \quad (6.14)$$

Визначаємо колову швидкість:

$$V = 0.0125 \cdot \sqrt[3]{P_1 \cdot n_1^2} = 0.0125 \cdot \sqrt[3]{7400 \cdot 120^2} = 5,62 \text{ м/с}. \quad (6.15)$$

Ступінь точності передачі – 9.

$K_{H\alpha}$  – коефіцієнт, який враховує розподілення навантаження між зубцями.

$$K_{H\alpha} = 1,12.$$

$K_{H\beta}$  – коефіцієнт, який враховує розподілення навантаження по ширині вінця.

$$K_{H\beta} = 1.$$

$\Psi_{bd}$  – коефіцієнт ширини колеса,  $\Psi_{bd} = 0,46$ .

$K_{HV}$  – коефіцієнт, який враховує динамічні навантаження.

$$K_{HV} = 1,013.$$

$Z_M$  – коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалу коліс.

$$Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}.$$

$Z_H$  – коефіцієнт, який враховує форму спряжених поверхонь.

$Z_\varepsilon$  – коефіцієнт, який враховує сумарну довжину контактних ліній.

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}. \quad (6.16)$$

$$\varepsilon_\alpha = [1.88 - 3.2 \cdot (\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2})] = [1.88 - 3.2 \cdot (\frac{1}{17} + \frac{1}{51})] = 1.7 \quad (6.17)$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1.7}} = 0.77.$$

$$d_{\omega 1} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 0,147 \cdot 10^3 \cdot 1,12 \cdot 1 \cdot 1,013 \cdot (1,7 \cdot 275 \cdot 0,77)^2 \cdot 3 + 1}{0,46 \cdot 952,4^2}} = 51,8 \text{ мм}$$

Визначаємо попереднє значення модуля:

$$m \approx \frac{d_{\omega 1}}{z_1} = \frac{51,8}{17} = 3,1 \text{ мм}. \quad (6.18)$$

Приймаємо  $m = 3,15$  мм. Тоді:

$$d_{\omega 1} = m \cdot z_1 = 3,15 \cdot 17 = 53,55 \text{ мм}.$$

Перевірочний розрахунок на контактну витривалість

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_{H1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot U + 1}{b_\omega \cdot d_{\omega 1}^2} \cdot \frac{U}{U}} \leq [\sigma_H], \quad (6.19)$$

$$b_{\omega 2} = \psi_{bd} \cdot d_{\omega 1} = 0,46 \cdot 53,55 = 24,6 \text{ мм.} \quad (6.20)$$

Приймаємо  $b_{\omega 2} = 25 \text{ мм.}$

$$\sigma_H = 1,7 \cdot 275 \cdot 0,79 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 147 \cdot 10^3 \cdot 1,12 \cdot 1 \cdot 1,013 \cdot 3,15 + 1}{25 \cdot 53,55^2} \cdot \frac{3,15 + 1}{3,15}} = 330 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 952,4 \text{ МПа}$$

– умова виконується.

Перевірочний розрахунок на згинальна витривалість

$$\sigma_{F_1} = \frac{W_{F_1}}{m} \cdot Y_{F_1} \cdot Y_{\beta} \leq [\sigma_{F_1}], \quad (6.21)$$

де  $\sigma_{F_1}$  – максимальна напруження в небезпечному перерізі зуба;

$[\sigma_{F_1}]$  – допустиме напруження згину для матеріалу зуба;

$Y_{\beta}$  – коефіцієнт, який враховує нахил зуба;

$Y_{F_1}$  – коефіцієнт форми зуба, який приймається у відповідності до еквівалентного числа зубців  $z_V$ ,  $Y_{F_1} = 4,15$ ,  $Y_{F_2} = 3,56$ .

$$Y_{\beta} = 1. \quad (6.22)$$

$$W_{F_1} = \frac{2 \cdot T_{F_1}}{d_{\omega 1} \cdot b_{\omega}} \cdot K_{F_{\alpha}} \cdot K_{F_{\beta}} \cdot K_{F_{\gamma}}; \quad (6.23)$$

$$K_{F_{\alpha}} = \frac{4 + (\varepsilon_{\alpha} - 1) \cdot (n_{CT} - 5)}{4 \cdot \varepsilon_{\alpha}} = \frac{4 + (1,6 - 1) \cdot (9 - 5)}{4 \cdot 1,6} = 1; \quad (6.24)$$

$$K_{F\beta} = 1.16.$$

$$K_{Fv} = 1 + w_{Fv} b_w / (F_t K_{F\alpha} K_{F\beta}) = 1 + 30 \cdot 25 / (5490 \cdot 1,12 \cdot 1,16) = 1,1$$

$$w_{Fv} = \delta_F q_0 v \sqrt{a_w / u} = 0,016 \cdot 56 \cdot 5,62 \sqrt{107,1/3} = 30 H / мм$$

$$F_t = \frac{2I_1'}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 147 \cdot 10^3}{53,55} = 5490 H$$

$$w_{Ft} = \frac{147 \cdot 10^3}{53,55} \cdot 1,1 \cdot 0,8 \cdot 1,1 = 296,4 H / мм ;$$

$$\sigma_{F1} = 4,15 \cdot 0,89 \frac{296,4}{3,15} = 347,5 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_{F1}] = 950 \text{ МПа};$$

Приймаємо такі параметри передачі:

$$z_1=17; z_2=51; m=3,15 \text{ мм}; b_{o_2}=25 \text{ мм}; d_{o_1}=d_1=53,55 \text{ мм}.$$

$$d_{w2} = m \cdot z_2 = 3,15 \cdot 51 = 160,65 \text{ мм}$$

$$a_{o_1} = 0,5 \cdot m \cdot (z_1 + z_2) = 0,5 \cdot 3,15 \cdot (17 + 51) = 107,1 \text{ мм}.$$

#### 6.4 Розрахунок шліцевого з'єднання

Бічні поверхні шліців працюють на зминання, а їх основа – на згин і зріз. Основним розрахунком шліцевих з'єднань є їх розрахунок на зминання за методикою [10]

$$\frac{T_{KP}}{\psi F l r} \leq [\sigma_{зм}] \quad (6.25)$$

$$\frac{588 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 32 \cdot 60 \cdot 33,5} = 13,5 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зм}] = 50 \text{ МПа}$$

де  $\psi = 0,7 \dots 0,8$  - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення зусиль робочими поверхнями шліців;



$F$  – площа всіх бічних поверхонь шліців з однієї сторони на 1 мм довжини.

$$F = z \left[ \frac{D-d}{2} - (f+r) \right] = 8 \left[ \frac{72-62}{2} - (0,5+0,5) \right] = 32 \text{ мм}^2.$$

Тут  $z=8$  – число шліців;  $D=72$  мм – зовнішній діаметр;  $d=62$  мм – діаметр отвору шліцьової втулки;  $f$  – фаска;  $r$  – радіус закруглення.

$r_c = (d+D)/4 = (72+62)/4 = 33,5$  мм. – середній радіус з'єднання.

$l=60$  мм – робоча довжина шліців.

### 6.5 Розрахунок болтових з'єднань

Розрахунок болтових з'єднань виконуємо за наступною методикою. [10]

Визначаємо кількість болтів із формули для перевірки на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{M_{кр}}{W_p} \leq [\tau_{зр}]; \quad (6.26)$$

де  $W_p$  – полярний момент опору;

$$W_p = 0,2 \cdot d^3 \cdot Z \quad (6.27)$$

де  $Z$  – кількість болтів;

$$Z = \frac{M_k}{0,2 \cdot d^3 \cdot [\tau]} = \frac{588,4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 10^3 \cdot 150} = 11,2 \quad (6.28)$$

Приймаємо  $Z = 12$  шт.

### 6.6 Розрахунок і вибір підшипників

Розрахунок і вибір підшипників виконуємо за методикою [11]

Підібрані шарикові дворядні радіальні підшипники. На підшипник діє радіальне навантаження  $F_a=1000$ Н, осьова  $F_r= 8800$ . визначити довговічність.

Попередньо приймаємо підшипник 1311 з динамічною вантажопідйомністю  $C=40600$ Н і статичною вантажопідйомністю  $C_0=22900$ .

Необхідна довговічність при умові, що  $K_6=K_T=1,0$ ;  $V=1,2$ .

Розв'язок:

Вибираємо X і Y. Відношення  $F_r / C_o = 1000 / 22900 = 0.044$  цьому відповідає  $e=0.26$ .

Оскільки  $F_a / V \cdot F_r = \frac{1000}{1.2 \cdot 8800} = 0.11$ , що менше  $e=0.26 > 0.11$ ; отже  $x=1$ ;  
 $y=0$

Визначаємо еквівалентне навантаження

$$P = (x \cdot v \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\sigma \cdot K_\tau = (1.2 \cdot 1 \cdot 8800 + 0 \cdot 1000) \cdot 1 \cdot 1 = 10560 \text{ Н}$$

Визначаємо довговічність:

$$\frac{a}{p} = \frac{40600}{10560} = 3.8$$

Коефіцієнт  $\epsilon$  замалим і тому вибираємо підшипник іншої серії 53511

$$C_a = 99500$$

$$\tilde{N}_0 = 67000$$

$$\frac{c}{p} = \frac{99500}{10560} = 9.4$$

По таблиці визначаємо довговічність підшипника.

$$L_h = 32000 \text{ год.}$$

Що є задовільним для нашого вузла.

## 6.7 Розрахунок вала приводного пристрою

Розрахунок валу проводимо за методикою [11]

$P=28$  кВт – гранична потужність

Матеріал валу – сталь 40ХН

Розміри колеса  $d=120$ мм

$$T = 588,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

В зачепленні з боку шестерні на колесо діють такі сили:

$$F_T = \frac{1000 \cdot N}{V}$$

де N – потужність;

V – колова швидкість стрічки;

$$F_T = \frac{1000 \cdot 28.9}{2.88} = 8800H$$

Радіальна:

$$F_r = 1000H$$

Відстань між сердечниками підшипників:

$$e = 370\text{мм}$$

Визначаємо реакції в вертикальній опорі:

$$M_B = 0 \quad R_A \cdot l - F_t \cdot \frac{l}{2} = 0$$

$$R_{BX} = R_{AX} = 440H$$

Визначаємо реакції в горизонтальній площині:

$$M_B = 0 \quad R_{AY} \cdot l - F_r \cdot \frac{l}{2} = 0$$

$$R_{BY} = R_{AY} = 500H$$

Визначаємо максимальні моменти в вертикальній і горизонтальній площинах і будуємо епюри моментів

$$M^B = F_T \cdot \frac{l}{2} = 8800 \cdot 0.185 = 1628H \cdot \text{м}$$

$$M^e = F_r \cdot \frac{l}{2} = 1000 \cdot 0.185 = 18.5H \cdot \text{м}$$

$$T = 432H \cdot \text{м}$$

Сумарний згинаючий момент

$$M_{np} = \sqrt{(M^B)^2 + (M^e)^2} = \sqrt{1628^2 + 18.5^2} = 1638H \cdot \text{м} \quad (6.29)$$

Розраховуємо мінімальний діаметр вала:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{np}}{0.1[\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{132 \cdot 10^3}{0.1 \cdot 65}} = 40.5\text{мм}$$

Приймаємо:

$D_{\min} = 62$  мм, враховуючи отвір в середині вала.

За результатами проектних розрахунків виконана розробка конструкції пристрою для подрібнення стружки із спеціальним гідродвигуном.

## 7. ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ

7.1 Аналіз комерційного потенціалу досліджень статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини

Визначення рівня комерційного потенціалу досліджень статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини.

Метою проведення технологічного аудиту є оцінювання комерційного потенціалу досліджень статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини. В результаті оцінювання можна буде зробити висновок щодо напрямів (особливостей) організації подальшого їх впровадження з врахуванням встановленого рейтингу.

Для проведення технологічного аудиту залучимо 3-х незалежних експертів. У нашому випадку такими експертами будуть керівник магістерської роботи та провідні викладачі випускової та споріднених кафедр.

Оцінювання комерційного потенціалу досліджень статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини будемо здійснювати за 12-ма критеріями згідно рекомендацій.

Результати оцінювання комерційного потенціалу досліджень статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини заносимо до табл. 7.1.

За даними табл.і 7.1 робимо висновок щодо рівня комерційного потенціалу досліджень статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини. При цьому користуємося рекомендаціями, наведеними в табл. 7.2.

Таблиця 7.1. - Результати оцінювання комерційного успіху досліджень статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини

Критерії	Експерти		
	д. т. н., проф., Поліщук Л.К..	к.т.н., доц. Обертюх Р.Р.	к.т.н., доцент Слабкий А.В.
	Бали, виставлені експертами		
1	2	2	2
2	3	1	3
3	2	2	3
4	3	1	2
5	3	2	3
6	2	2	2
7	3	2	3
8	2	2	2
9	3	2	1
10	3	3	3
11	2	2	3
12	3	3	2
Сума балів	31	24	29
Середньоарифметична сума балів, СБ	28		

Таблиця 7.2 – Рівні комерційного потенціалу розробки

Середньоарифметична сума балів, розрахована на основі висновків експертів	Рівень комерційного потенціалу розробки
0 – 10	Низький
11 – 20	Нижче середнього
21 – 30	Середній
31 – 40	Вище середнього
41 – 50	Високий

Таким чином, робимо висновок, щодо рівня комерційного потенціалу досліджень статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини – середній.

7.2 Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної, дослідно-конструкторської та конструкторсько-технологічної роботи

Розрахунок витрат, що стосуються виконавців досліджень статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини

Основна заробітна плата кожного із розробників (дослідників)  $Z_0$ , якщо вони працюють в наукових установах бюджетної сфери:

$$Z_0 = \frac{M}{T_p} \cdot t, \quad (7.1)$$

де  $M$  – місячний посадовий оклад конкретного розробника (інженера, дослідника, науковця тощо), грн.

У 2019 році величини окладів (разом з встановленими доплатами і надбавками) рекомендується брати в межах (5000...10000) грн. за місяць;  $T_p$  – число робочих днів в місяці; приблизно  $T_p = (21...23)$  дні;  $t$  – число робочих днів роботи розробника (дослідника).

Зроблені розрахунки зводимо до таблиці 7.1.

Таблиця 7.3 – Заробітна плата розробників

Посада	Місячний посадовий оклад, грн.	Оплата за робочий день, грн.	Число днів роботи	Витрати на заробітну плату, грн.
Керівник	15000	715	5	3575
Інженер-програміст	10000	476	5	2380
Всього:				5955

Додаткова заробітна плата Зд всіх розробників та робітників, які брали участь у виконанні даного етапу роботи, розраховується як (10...12)% від суми основної заробітної плати всіх розробників та робітників, тобто:

$$Зд = 0,1 \cdot (Зр + Зо) = 0,1 \cdot (5955) = 595,5 \text{ грн.} \quad (7.2)$$

Нарахування на заробітну плату Нзп розробників та робітників, які брали участь у виконанні даного етапу роботи, розраховуються за формулою: де Зо – основна заробітна плата розробників, грн.; Зр – основна заробітна плата робітників, грн.; Зд – додаткова заробітна плата всіх розробників та робітників, грн.;  $\beta$  – ставка єдиного внеску на загальнообов'язкове державне соціальне страхування, % (приймаємо для 1-го класу професійності ризику 22%).

$$\begin{aligned} \text{Нзп} &= 0,22 \cdot (Зр + Зо + Зд) = 0,22 \cdot (5955 + 595,5) = \\ &= 1441 \text{ грн.} \end{aligned} \quad (7.3)$$

Амортизація обладнання, комп'ютерів та приміщень А, які використовувались під час (чи для) виконання даного етапу роботи

Дані відрахування розраховують по кожному виду обладнання, приміщенням тощо.

У спрощеному вигляді амортизаційні відрахування А в цілому бути розраховані за формулою:

$$A = \frac{Ц \cdot \text{На}}{100} \cdot \frac{T}{12},$$

де Ц – загальна балансова вартість всього обладнання, комп'ютерів, приміщень тощо, що використовувались для виконання даного етапу роботи, грн.; На – річна норма амортизаційних відрахувань. Для нашого випадку можна прийняти, що На = (10...25)%; Т – термін, використання обладнання, приміщень тощо, місяці.

Таблиця 7.4 - Амортизаційні відрахування

Найменування	Ціна, грн.	Норма амортизації, %	Термін використання, м.	Сума амортизації
ПК	10000	20	4	667
Всього			667	

Витрати на силову електроенергію  $Ve$ , якщо ця стаття має суттєве значення для виконання даного етапу роботи, розраховуються за формулою:

$$Ve = V \cdot \Pi \cdot \Phi \cdot Kп, \text{ грн}$$

$V$  – вартість 1 кВт-год. електроенергії, в 2020 р.  $V \approx 2,9$  грн./кВт;  $\Pi$  – установлена потужність обладнання, кВт;  $\Phi$  – фактична кількість годин роботи обладнання, годин,  $Kп$  – коефіцієнт використання потужності;  $Kп < 1$ .

Потужність обладнання складає – 0,5 кВт.

Кількість годин роботи складає – 700 годин.

Коефіцієнт викор. потужності -0,9.

$Ve=914$  грн.

Інші витрати  $V_{ін}$  охоплюють: витрати на управління організацією, оплата службових відряджень, витрати на утримання, ремонт та експлуатацію основних засобів, витрати на опалення, освітлення, водопостачання, охорону праці тощо.

Інші витрати  $Iв$  можна прийняти як (100...300)% від суми основної заробітної плати розробників та робітників, які були виконували дану роботу, тобто:

$$Iв = 1 \cdot (Zо + Zр) = 1 \cdot (5955) = 5955 \text{ грн.} \quad (7.4)$$



Сума всіх попередніх статей витрат дає витрати на виконання даної частини (розділу, етапу) роботи – В.

$$B = 5955 + 595,5 + 1441 + 667 + 914 + 5955 = 15527,5 \text{ грн.}$$

7.3 Розрахунок загальних витрат на проведення досліджень статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини

Загальна вартість всієї наукової роботи визначається за Взаг формулою:

$$\text{Взаг} = \frac{I_B}{\alpha} = \frac{5955}{0,98} = 6076 \text{ грн,} \quad (7.5)$$

де  $\alpha$  – частка витрат, які безпосередньо здійснює виконавець даного етапу роботи, у відн. одиницях.

7.4 Прогнозування витрат на виконання та впровадження результатів науково-дослідної роботи досліджень статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини

Прогнозування загальних витрат ЗВ на виконання та впровадження результатів виконаної наукової роботи здійснюється за формулою:

$$\text{ЗВ} = \frac{\text{Взаг}}{\beta} = \frac{6076}{0,1} = 60760 \text{ грн,} \quad (7.6)$$

де  $\beta$  – коефіцієнт, який характеризує етап (стадію) виконання даної роботи.

Так, якщо розробка знаходиться: на стадії науково-дослідних робіт, то  $\beta \approx 0,1$ ; на стадії технічного проектування, то  $\beta \approx 0,2$ ; на стадії розробки конструкторської документації, то  $\beta \approx 0,3$ ; на стадії розробки технологій, то  $\beta \approx 0,4$ ; на стадії розробки дослідного зразка, то  $\beta \approx 0,5$ ; на стадії розробки промислового зразка,  $\beta \approx 0,7$ ; на стадії впровадження, то  $\beta \approx 0,9$ .

7.5 Розрахунок мінімальної ціни та чистого прибутку від реалізації досліджень статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини

Ціна – це грошовий вираз вартості товару (продукції, послуги). Вона завжди коливається навколо ціни виробництва (перетвореної форми вартості одиниці товару, що дорівнює сумі витрат виробництва й середнього прибутку) та відображає рівень суспільне необхідних витрат праці.

Виходячи з того, що розробки, як правило, приймаються та впроваджуються за завданням замовника, або коли результатом розробки є продукція, що підлягає державному регулюванню, то нижню межу ціни реалізації розробки можна розрахувати за формулою:

$$Ц = S_B \cdot \left(1 + \frac{P}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{w}{100}\right), \quad (7.7)$$

де  $S_B$  – виробнича собівартість інноваційного рішення, грн.;  $P$  – норматив рентабельності узгоджений із замовником або встановлений державою, ( $P=30\dots60\%$ );  $w$  – ставка податку на додану вартість, % (в 2020 році  $w=20\%$ ).

$$Ц = 60760 \cdot \left(1 + \frac{30}{100}\right) \cdot \left(1 + \frac{20}{100}\right) = 94786 \text{ грн.}$$

Чистий прибуток від реалізації розробки можна розрахувати за формулою:

$$\Pi = \left(Ц - \frac{(Ц - MP) \cdot f}{100} - S_B - \frac{q \cdot S_B}{100}\right) \cdot \left(1 - \frac{h}{100}\right) \cdot RP, \quad (7.8)$$

де Ц – ціна розробки, грн.; МР – вартість матеріальних та інших ресурсів, що були придбані виробником для виготовлення розробки ( $MR=(0,1\dots0,2) Цр$ ), грн.; f – зустрічна ставка податку на додану вартість, %; Sv – виробнича собівартість розробки, грн.; q – норматив, який визначає величину адміністративних витрат, витрат на збут та інші операційні витрати, % (рекомендовано  $q=5\dots10\%$ ); h – ставка податку на прибуток, %, РП – прогнозований попит продажів:

$$\Pi = \left( 94786 - \frac{(94786 - 60760) \cdot 0,2}{100} - 60760 - \frac{0,05 \cdot 60760}{100} \right) \cdot \left( 1 - \frac{20}{100} \right) \cdot 1 = 27142 \text{ грн.}$$

7.6 Розрахунок терміну окупності коштів, вкладених в наукові дослідження статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини

Термін окупності вкладених у реалізацію наукового проекту інвестицій Ток можна розрахувати за формулою:

$$\text{Ток} = \frac{B}{\Pi} = \frac{15527,5}{27142} = 0,57 \text{ роки.} \quad (7.9)$$

Оскільки Ток < 3 років, то фінансування даних наукових досліджень статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини.

## 8 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

### 8.1 Аналіз умов праці

В даній роботі розглядаються основні вимоги робочого місця, де проводиться дослідження статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини. До обладнання для роботи входять робочі столи та обчислювальна техніка.

Можливий вплив на працівників небезпечних та шкідливих виробничих факторів. До небезпечних виробничих факторів відносять фактори, вплив яких на працюючих приводять до травм, а до шкідливих – фактори, які приводять до захворювання.

Небезпечні та шкідливі виробничі фактори поділяються за природою дії на фізичні, хімічні, психофізіологічні та біологічні.

В приміщенні на працівників діють тільки дві групи небезпечних та шкідливих виробничих факторів - фізичні та психофізіологічні.

До групи фізичних небезпечних факторів відносять такі підгрупи небезпечної дії:

- підвищена чи понижена температура повітря, вологість повітря, рухомість повітря;
- недостатність природного освітлення та освітлення робочого місця.

Групу психофізіологічних небезпечних і шкідливих виробничих факторів по характеру дії поділяють на такі підгрупи: фізичні та нервово-психічні перевантаження. До фізичних перевантажень відносять – статичне ; до нервово-психічних – монотонність праці, розумові навантаження, емоційні перевантаження.

### 8.2. Організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

Визначається як система організаційних, технічних засобів, які запобігають або зменшують дію на робітників шкідливих факторів.

По санітарним нормам на одного працюючого повинно припадати не менше  $S = 6 \text{ м}^2$  виробничої площі та  $V = 15 \text{ м}^3$  об'єму, при кількості персоналу до 20 чоловік.

Без врахування обладнання в робочому приміщенні на одну людину припадає  $S = 4,5 \text{ м}^2$  та  $V = 13,5 \text{ м}^3$ , без врахування обладнання. Враховуючи площу обладнання, одержимо  $S = 4,1 \text{ м}^2$  та  $V = 12,3 \text{ м}^3$ .

### 8.2.1 Мікроклімат

Показниками, які характеризують мікроклімат у приміщенні є: температура, відносна вологість, швидкість руху повітря.

Оптимальні показники мікроклімату розповсюджуються на всю робочу зону, допустимі показники встановлюються диференційно для робочих місць.

Категорія робіт: легка I б. До даної категорії відноситься робота, що виконується сидячи і не потребує переміщення ваги. Витрата енергії складає:  $(150-200 \text{ ккал}/_{200})$  Робоче місце постійне.

Таблиця 8.1 – Нормовані значення показників мікроклімату у приміщенні

Період року	Категорії праці	Температура					Відносна вологість		Швидкість руху	
		оптимальна	max		min		оптимальна	допустима не більше	оптимальна не більше	допустима не більше
			пост.	непо-	пост.	непо-				
Холодний	Легка I б	21-23	25	27	20	17	40-60	75	0,1	0,2
Теплий	Легка I б	22-24	28	29	21	18	40-60	24° С-75 25° С-70 26° С-65 27° С-60 28° С-55	0,2	0,1-0,3

Інтенсивність теплового випромінювання працівників від нагрітих поверхонь технологічного обладнання, освітлювальних пристроїв на постійних робочих місцях не повинна перевищувати 100 Вт/м<sup>2</sup> при опроміненні 25% поверхні тіла.

Температура, відносна вологість і швидкість руху повітря на робочому місці приміщення повинна відповідати нормам, вказаним в таблиці 8.1.

В приміщенні повинні підтримуватись оптимальні параметри мікроклімату. Так як робота пов'язана з нервово-емоційною напругою.

Для очищення повітря в приміщенні застосовується вентиляційна система – природна (неорганізована).

При природній вентиляції повітрообмін проходить внаслідок різниці температур повітря в приміщенні і зовні, а також в результаті дії повітря. В якості природної вентиляції використовуємо неорганізовану вентиляцію при якій попадання або видалення повітря проходить через нещільності і пори зовнішніх огорожень, через вікна.

В холодну пору року в приміщенні застосовується комбіноване опалення. Системи опалення, вид і параметри теплоносія передбачаються з урахуванням теплової інерції огорожуючої конструкції і у відповідності з характером і призначенням споруд і будівель. Згідно цього вибираємо водяне опалення, для даного приміщення розташування радіаторів приймаємо на стінах або в нішах стін, коли стіни не несуть основних навантажень.

### 8.2.2 Освітлення

Освітлення в приміщенні суміщене. Джерелом природного світла є два вікна розмірами (довжина 1,4 м, висота 1,5 м). В якості джерела штучного освітлення рекомендовано лампи денного освітлення. Категорія зорової роботи є високої точності, оскільки мінімальним об'єктом розрізнення є лінія на папері та символи на моніторі. Контраст з фоном зазвичай високий, може варіюватися від світлого до темного в залежності від середовища роботи. Таким чином категорія робіт «II б». Коефіцієнт освітлення для природного комбінованого освітлення

має становити 5, а освітленість для штучного комбінованого освітлення має становити 750 лк.

Освітлення в робочому приміщенні забезпечується через бокові вікна та лампи і приводиться до санітарно-гігієнічних вимог.

При виконанні в приміщенні робіт Іб розряду слід приймати систему комбінованого освітлення  $E = 2000$  (лк).

Характеристика зорової роботи – високої точності; найменший розмір об'єкту від 0,15 (мм) до 0,2 (мм); розряд та під розряд зорової роботи Іб; освітленість при комбінованому освітленні 2000 (лк)

Освітлення робочої поверхні, що здійснюється світильниками загального освітлення в системі комбінованого освітлення повинно складати 10(%) від тієї, що нормується для комбінованого освітлення при тих джерелах світла, що використовуються для місцевого освітлення.

Коефіцієнт пульсації освітленості при освітленні приміщень газорозрядними лампами, які живляться змінним струмом частотою 50(Гц), не повинен перевищувати значень приведених в таблиці 8.2.

Таблиця 8.2 – Граничні значення коефіцієнту пульсації світла

Система освітлення	Коефіцієнт пульсації освітленості, %, при розрядах зорової роботи I, II
Комбіноване загальне	20
Комбіноване місцеве	10

### 8.2.3. Шум

Походження шумів у даному приміщенні пов'язано з роботами у прилеглих приміщеннях. Основними джерелами шуму в приміщенні, яке знаходиться на 2 поверсі є шум ззовні від транспортних засобів та внутрішній шум від кулерів комп'ютерів.

Дані в таблиці 8.3 відповідають виду трудової діяльності, що потребує сконцентрованості над виконанням всіх видів робіт на постійних робочих місцях.

Таблиця 8.3 – Граничні значення звукового тиску

Рівні звукового тиску в октавних полосах з середньо-геометричними частотами									Еквівалентні рівні звуку в дБА
31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
93	76	70	63	59	54	51	50	40	60

Для запобігання виникненню шуму рекомендовано встановити вікна зі звукоізоляцією, для комп'ютерів відрегулювати оберти кулерів для зменшення шуму або встановити водне охолодження, корпуси комп'ютерів додатково оснастити звукоізоляцією. Для захисту від шуму у приміщенні аудиторії, який виникає від неякісної роботи оргтехніки слід застосувати столи з спеціальним відділенням для встановлення системних блоків.

Зниження шуму на шляху його розповсюдження в значній мірі досягається проведенням будівельних акустичних заходів з застосуванням звукоізолюючих перегородок між приміщеннями.

#### 8.2.4.7 Вібрації

Джерелом вібрацій є комп'ютер, вібрації якого передаються на робочу поверхню та потім локально на робітника. Для зменшення вібрації необхідно встановити комп'ютери на рухомі підставки.

Вібрація відноситься до факторів, які мають велику біологічну активність. Як загальна, так і локальна вібрація несприятливо впливає на організм людини, викликає зміну у функціональному стані вестибулярного апарату, центральної нервової, серцево-судинної систем, погіршує самопочуття та може призвести до розвитку професійних захворювань.

У робочому приміщенні присутня вібрація типу - Зв. Тобто це вібрація на робочих місцях працівників розумової праці і персоналу, що не зайняті фізичною працею. Санітарні норми спектральних показників вібраційного навантаження на працівника віброустановки вказані 8.4

Таблиця 8.5 – Характеристика вібраційних умов праці



Категорія вібрації по санітарним нормам і критеріям	Характеристики умов праці	Приклад джерел вібрації
Зв комфорт	Вібрація на робочих місцях працівників розумової праці, персоналу, що не зайняті розумовою працею	Обладнання прилеглих приміщень

Для зменшення шкідливої дії вібрації слід встановлювати джерела виникнення вібрації на віброізолюючі опори, а також гнучкі вставки в комунікаціях повітроводів.

### 8.3 Організаційно – технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи

#### 8.3.1 Техніка безпеки

В приміщенні проводять наукові роботи, різного роду розробки, розрахунки та інше.

Робочі місця мають розташовуватись так, щоб забезпечити зручні умови праці працюючих. Проходи повинні бути достатньої ширини, щоб можна було пройти не заважаючи працівникам.

Для притоку свіжого повітря використовується природна вентиляція.

В холодний період року використовується система водяного опалення з радіаторами.

#### 8.3.2 Електробезпека

В даному приміщенні наявні такі небезпечні фактори:

- а) наявність електричних розеток;
- б) наявність освітлювальних пристроїв;
- в) наявність оргтехніки.

Виходячи з перелічених факторів вибираємо спосіб захисту – занулення.  
Вимоги до електрообладнання:

Обладнання занулене, що забезпечує захист від ураження електричним струмом. Відповідністю з ПУЕ занулення застосовується і являється ефективною мірою захисту електрообладнання.

#### 8.4. Пожежна безпека

Робоче приміщення за вибухонебезпекою та пожежонебезпекою відноситься до категорії Д – негорючі речовини і матеріали в холодному стані.

Приміщення розташоване у будівлі II ступеня вогнестійкості. В таблиці 6.6 відповідно до СНіП 2.01.02-85 вказані мінімальні границі вогнестійкості будівельних конструкцій та максимальні границі розповсюдження вогню по них.

Таблиця 8.6 – Мінімальні границі вогнестійкості будівель

	Стіни				Колони	Сходові клітини, балки, марші	Плити, настінні, перекриття	Елементи перекриття	
	Несучі	Самонесучі	Зовнішні несучі	Внутрішні несучі				Плити	настили і Балки, ферми
II	2/0	1/0	0,25/0	0,25/0	2/0	1/0	0,75/0	0,25/0	0,25/0

Можливі причини пожежі: коротке замикання, займання проводки. Для забезпечення пожежної безпеки, у приміщенні необхідно встановити вуглекислотний вогнегасник, оскільки під час гасіння пожежі він не пошкодить пристрої, що використовуються для роботи. Хоч і один вогнегасник слід застосовувати для приміщення, площа якого значно більша за досліджуване, краще, щоб вогнегасник знаходився в даному відділі, причому у відповідальній особи такої, як керівник відділу. Оскільки приміщення належить до категорії Д по вогнестійкості, то таких засобів буде достатньо для забезпечення пожежної безпеки.

## 8.5 Безпека в надзвичайних ситуаціях

### 8.5.1 Дія іонізуючих випромінювань на людей

Під впливом іонізуючого випромінювання атоми і молекули живих клітин іонізуються, в результаті чого відбуваються складні фізико-хімічні процеси, які впливають на характер подальшої життєдіяльності людини.

Згідно з одними поглядами, іонізація атомів і молекул, що виникає під дією випромінювання, веде до розривання зв'язків у білкових молекулах, що призводить до загибелі клітин і поразки всього організму. Згідно з іншими уявленнями, у формуванні біологічних наслідків іонізуючих випромінювань відіграють роль продукти радіолізу води, яка, як відомо, становить до 70% маси організму людини. При іонізації води утворюються вільні радикали  $H^+$  та  $OH^-$ , а в присутності кисню — пероксидні сполуки, що є сильними окислювачами. Останні вступають у хімічну взаємодію з молекулами білків та ферментів, руйнуючи їх, в результаті чого утворюються сполуки, не властиві живому організму. Це призводить до порушення обмінних процесів, пригнічення ферментних і окремих функціональних систем, тобто порушення життєдіяльності всього організму.

Вплив радіоактивного випромінювання на організм людини можна уявити в дуже спрощеному вигляді таким чином. Припустімо, що в організмі людини відбувається нормальний процес травлення, їжа, що надходить, розкладається на більш прості сполуки, які потім надходять через мембрану усередину кожної клітини і будуть використані як будівельний матеріал для відтворення собі подібних, для відшкодування енергетичних витрат на транспортування речовин і їхню переробку. Під час потрапляння випромінювання на мембрану відразу ж порушуються молекулярні зв'язки, атоми перетворюються в іони. Крізь зруйновану мембрану в клітину починають надходити сторонні (токсичні) речовини, робота її порушується. Якщо доза випромінювання невелика, відбувається рекомбінація електронів, тобто повернення їх на свої місця. Молекулярні зв'язки відновлюються, і клітина продовжує виконувати свої функції. Якщо ж доза опромінення висока або дуже

багато разів повторюється, то електрони не встигають рекомбінувати; молекулярні зв'язки не відновлюються; виходить з ладу велика кількість клітин; робота органів розладнується; нормальна життєдіяльність організму стає неможливою

### 8.5.2 Розрахунок режимів радіаційного захисту

Під режимом роботи на виробництві в умовах радіоактивного забруднення розуміють порядок і умови роботи, переміщення і відпочинку персоналу з використанням засобів захисту, що зменшує ураження людей і скорочує вимушену зупинку виробництва.

Визначимо можливу дозу опромінення в заданих умовах радіаційного забруднення, які будуть працювати у звичайному режимі (2 зміни по 12 год.)

$$D_m = \frac{1,33 \cdot p_{1\max} \cdot (\sqrt[4]{t_k^3} - \sqrt[4]{t_n^3})}{K_{noc}} = \frac{1,33 \cdot 2 \cdot (\sqrt[4]{13^3} - 1)}{12} = 1,29 \text{ мР}, \quad (8.6)$$

де  $t_n=1$  год. – час початку роботи після радіоактивного забруднення;

$t_k=1+12=13$  год. – час завершення роботи першої робочої зміни після радіоактивного забруднення;

$p_{1,\max}=2$  мР/год. – рівень радіації через одну годину після радіоактивного забруднення;

$K_{noc}=12$  – коефіцієнт послаблення радіації виробничим приміщенням.

Визначимо граничне значення рівня радіації, при якому можлива робота в звичайному режимі

$$p_{ep} = \frac{D_{\text{доп}} \cdot K_{noc}}{1,33 \cdot (\sqrt[4]{t_k^3} - \sqrt[4]{t_n^3})} = \frac{0,75 \cdot 12}{1,33 \cdot (\sqrt[4]{13^3} - \sqrt[4]{1^3})} = 1,15 \text{ мР / год}. \quad (8.7)$$

Оскільки можлива доза опромінення  $D_m > D_{\text{доп}}$  ( $1,29 > 0,75$ ) та рівень радіоактивного забруднення  $p_{1\max} > p_{gp}$  ( $2 > 1,15$ ) перевищують допустимі норми, робота операторів верстатного обладнання, а отже і цеху в цілому в режимі 2

зміни по 12 год. неможлива. Для продовження виробничої діяльності об'єкта необхідно введення в дію режимів радіаційного захисту.

Розрахунок режимів радіаційного захисту проведемо в такій послідовності.

Для кожної зміни визначимо час початку робочої зміни ( $t_{п}$ ), час кінця робочої зміни ( $t_{к}$ ), тривалість роботи зміни ( $t_{р}$ ) та можливу дозу опромінення ( $D_{м}$ ).

Визначаємо час початку роботи першої зміни, для цього знаходимо коефіцієнт  $\alpha$ :

$$\alpha = \frac{D_{дон} \cdot K_{нос}}{1,33 \cdot p_{1max}} = \frac{0,75 \cdot 12}{1,33 \cdot 2} = 3,38. \quad (8.8)$$

Згідно довідникових даних час початку роботи першої скороченої зміни  $t_{п1} = 1$  год.

Для 1-ї скороченої зміни:  $t_{п1} = 1$  год.

Час закінчення роботи зміни

$$t_{к1} = \left( \frac{D_{дон} \cdot K_{нос} + 1,33 \cdot p_{1max} \cdot \sqrt[4]{t_{п1}^3}}{1,33 \cdot p_{1max}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left( \frac{0,75 \cdot 12 + 1,33 \cdot 2 \cdot \sqrt[4]{1^3}}{1,33 \cdot 2} \right)^{\frac{4}{3}} = 7,1 \approx 7,00 \quad (8.9)$$

Тривалість роботи зміни  $t_{р1} = t_{к1} - t_{п1} = 7 - 1 = 6$  год.

Можлива доза опромінення зміни (аналогічно (8.6))

$$D_{м1} = \frac{1,33 \cdot p_{1max} \cdot (\sqrt[4]{t_{к1}^3} - \sqrt[4]{t_{п1}^3})}{K_{носл}} = \frac{1,33 \cdot 2 \cdot (\sqrt[4]{7^3} - \sqrt[4]{1^3})}{12} = 0,746 \text{ мР}.$$

Для 2-ї зміни:  $t_{п2} = t_{п1} + t_{р1} = 1 + 6 = 7$  год.

Час закінчення роботи зміни (аналогічно (8.9))

$$t_{k2} = \left( \frac{D_{\text{дон}} \cdot K_{\text{нос}} + 1,33 \cdot p_{1\text{max}} \cdot \sqrt[4]{t_{n2}^3}}{1,33 \cdot p_{1\text{max}}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left( \frac{0,75 \cdot 12 + 1,33 \cdot 2 \cdot \sqrt[4]{7^3}}{1,33 \cdot 2} \right)^{\frac{4}{3}} = 15,06 \approx 15 \text{ год.}$$
(8.10)

Тривалість роботи зміни  $t_{p2} = t_{k2} - t_{n2} = 15 - 7 = 8$  год.

Можлива доза опромінення зміни (аналогічно (8.6))

$$D_{m2} = \frac{1,33 \cdot p_{1\text{max}} \cdot (\sqrt[4]{t_{k2}^3} - \sqrt[4]{t_{n2}^3})}{K_{\text{носл}}} = \frac{1,33 \cdot 2 \cdot (\sqrt[4]{15^3} - \sqrt[4]{7^3})}{12} = 0,75 \text{ мР.}$$

Для 3-ї зміни:  $t_{n3} = t_{n2} + t_{p2} = 7 + 8 = 15$  год.

Час закінчення роботи зміни (аналогічно (8.9))

$$t_{k3} = \left( \frac{D_{\text{дон}} \cdot K_{\text{нос}} + 1,33 \cdot p_{1\text{max}} \cdot \sqrt[4]{t_{n3}^3}}{1,33 \cdot p_{1\text{max}}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left( \frac{0,75 \cdot 12 + 1,33 \cdot 2 \cdot \sqrt[4]{15^3}}{1,33 \cdot 2} \right)^{\frac{4}{3}} = 24,3 \approx 24 \text{ год.}$$
(8.18)

Тривалість роботи зміни  $t_{p3} = t_{k3} - t_{n3} = 24 - 15 = 9$  год.

Можлива доза опромінення зміни (аналогічно (8.6))

$$D_{m3} = \frac{1,33 \cdot p_{1\text{max}} \cdot (\sqrt[4]{t_{k3}^3} - \sqrt[4]{t_{n3}^3})}{K_{\text{носл}}} = \frac{1,33 \cdot 2 \cdot (\sqrt[4]{24^3} - \sqrt[4]{15^3})}{12} = 0,74 \text{ мР.}$$

Для 4-ї зміни:  $t_{n4} = t_{n3} + t_{p3} = 15 + 9 = 24$  год.

Час закінчення роботи зміни (аналогічно (8.10))

$$t_{k4} = \left( \frac{D_{\text{дон}} \cdot K_{\text{нос}} + 1,33 \cdot p_{1\text{max}} \cdot \sqrt[4]{t_{n4}^3}}{1,33 \cdot p_{1\text{max}}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left( \frac{0,75 \cdot 12 + 1,33 \cdot 2 \cdot \sqrt[4]{24^3}}{1,33 \cdot 2} \right)^{\frac{4}{3}} = 34,16 \approx 34 \text{ год.}$$

Тривалість роботи зміни  $t_{p4} = t_{k4} - t_{n4} = 34 - 24 = 10$  год.

Можлива доза опромінення зміни (аналогічно (8.6))

$$D_{m4} = \frac{1,33 \cdot p_{1\max} \cdot (\sqrt[4]{t_{k4}^3} - \sqrt[4]{t_{n4}^3})}{K_{\text{посл}}} = \frac{1,33 \cdot 2 \cdot (\sqrt[4]{34^3} - \sqrt[4]{24^3})}{12} = 0,748 \text{ мР}.$$

Для 5-ї зміни:  $t_{п5} = t_{п4} + t_{р4} = 24 + 10 = 34$  год.

Час закінчення роботи зміни (аналогічно (8.10))

$$t_{k5} = \left( \frac{D_{\text{дон}} \cdot K_{\text{нос}} + 1,33 \cdot p_{1\max} \cdot \sqrt[4]{t_{п5}^3}}{1,33 \cdot p_{1\max}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left( \frac{0,75 \cdot 12 + 1,33 \cdot 2 \cdot \sqrt[4]{34^3}}{1,33 \cdot 2} \right)^{\frac{4}{3}} = 45,37 \approx 45 \text{ год}.$$

Тривалість роботи зміни  $t_{р5} = t_{к5} - t_{п5} = 45 - 34 = 11$  год.

Можлива доза опромінення зміни (аналогічно (8.6))

$$D_{m5} = \frac{1,33 \cdot p_{1\max} \cdot (\sqrt[4]{t_{k5}^3} - \sqrt[4]{t_{п5}^3})}{K_{\text{посл}}} = \frac{1,33 \cdot 2 \cdot (\sqrt[4]{45^3} - \sqrt[4]{34^3})}{12} = 0,7494 \text{ мР}.$$

Для 6-ї зміни:  $t_{п6} = t_{п5} + t_{р5} = 34 + 11 = 45$  год.

Час закінчення роботи зміни (аналогічно (8.10))

$$t_{k6} = \left( \frac{D_{\text{дон}} \cdot K_{\text{нос}} + 1,33 \cdot p_{1\max} \cdot \sqrt[4]{t_{п6}^3}}{1,33 \cdot p_{1\max}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left( \frac{0,75 \cdot 12 + 1,33 \cdot 2 \cdot \sqrt[4]{45^3}}{1,33 \cdot 2} \right)^{\frac{4}{3}} = 56,87 \approx 57 \text{ год}.$$

Тривалість роботи зміни  $t_{р6} = t_{к6} - t_{п6} = 57 - 45 = 12$  год.

Можлива доза опромінення зміни (аналогічно (8.6))

$$D_{m6} = \frac{1,33 \cdot p_{1\max} \cdot (\sqrt[4]{t_{k6}^3} - \sqrt[4]{t_{п6}^3})}{K_{\text{посл}}} = \frac{1,33 \cdot 2 \cdot (\sqrt[4]{57^3} - \sqrt[4]{45^3})}{12} = 0,768 \text{ мР}.$$

Згідно проведеного розрахунку режимів радіаційного захисту роботу в дві зміни на підприємстві в заданих умовах можна буде розпочинати через 34 год. після радіоактивного забруднення.

ВНТУ, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ



## ВИСНОВКИ

В результаті виконання магістерської кваліфікаційної роботи розв'язані такі задачі.

1. Виконано техніко-економічне обґрунтування теми роботи, яким доведено доцільність виконання дослідницьких робіт.
2. Проаналізовано існуючі методи досліджень металоконструкцій і здійснено вибір тих, які дозволяють визначити зміни механічних властивостей матеріалу металоконструкцій після тривалих експлуатацій.
3. Еспериментально встановлено за допомогою вібрографа поширення вібрацій на металоконструкцію буртоукладника під час його роботи. Визначено амплітуди коливань, які вказують на небезпечну дію цих коливань на металоконструкцію, зокрема на довговічність.
4. Розроблено 3D-модель стріли буртоукладника, на якій здійснено симулятивні дії різного виду навантаження, що дозволили встановити місця металоконструкцій з найбільшим та найменшим напружено-деформованим станом.
5. Сформульовано рекомендації, щодо місця отримання зразків для дослідження деградації матеріалу з тривало експлуатованої стрілової конструкції буртоукладника.
6. Здійснено вибір експериментального обладнання для вивчення зміни механічних властивостей матеріалу стріли буртоукладника на отриманих зразках.
7. Розроблено конструкцію вмонтованого гідравлічного приводу для стрічкового конвеєра улаштованого на стрілі буртоукладника.
8. Проведено аналіз комерційного потенціалу досліджень статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини.
9. Запропоновано заходи по охороні праці та безпеці у надзвичайних ситуаціях.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Дмитрах І. М. Механіка руйнування і міцність матеріалів [Текст] / Дмитрах І. М., Вайнман А. Б., Стащук М. Г. [та ін.]; Довідн. пос. за заг. ред. В. В. Панасюка Т. 7: Надійність та довговічність елементів конструкцій теплоенергетичного устаткування / За ред. І. М. Дмитраха. – К.: Академперіодика, – 2005. – 378 с.
2. Назарчук З. Т. Становлення методу акустичної емісії в установах Західного наукового центру / З. Т. Назарчук, В.Р. Скальський //Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: Праці конференції. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2010. – С. 9 –10.
3. Дмитрах І. М. Вплив корозійних середовищ на локальне руйнування металів біля концентраторів напружень [Текст] / І. М. Дмитрах, В. В.Панасюк – Львів: Фіз.-мех. ін-т ім. Г. В. Карпенка, – 1999. – 341 с.
4. Остащ О.П. Деградація матеріалів і втомна міцність тривало експлуатованих авіаконструкцій / О.П. Остащ, І.М. Андрейко, Ю.В. Головатюк // Фіз.-хім. механіка матеріалів.–2006. – №4. – С. 5–16.
5. Василів Б. Воднева деградація матеріалів паливних комірок / Б. Василів, А. Івасишин, О. Остащ //Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: Праці конференції. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2010. – С. 60 – 62.
6. Білий О., Дмитрах І. Оцінювання міцності елементів трубопроводів з дефектами під дією змінного воденьвмісного робочого середовища / О. Білий, І. Дмитрах //Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: Праці конференції. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2010. – С. 37.
7. Никифорчин Г. М. Аномальний прояв високотемпературної деградації металу шва зварного з'єднання оцаднолегованої сталі / Г. М. Никифорчин, О.

3. Студент, А. Д. Марков // Фіз.-хім. механіка матеріалів, – 2007. – № 1(43). – С. 73–79. 82 (Nykyforchyn H. M., Student O. Z., and Markov A. D. Abnormal behavior of high-temperature degradation of the weld metal of low-alloy steel welded joints // Materials Science. – 2007. – № 1(43). – P. 77–84.)

8. Effect of the long-term service of the gas pipeline on the properties of the ferrite-pearlite steel / H. Nykyforchyn, E. Lunarska, O. Tsyurulnyk et al. // Mat. and Corr., – 2009. – № 9 (60). – P. 716–725.

9. Environmentally assisted “in-bulk” steel degradation of long term service gas trunkline / H. Nykyforchyn, E. Lunarska, O. Tsyurulnyk et al. // Eng. Failure Analysis., – 2010. – № 17. – P. 624–632.

10. Крижанівський Є. І. Особливості корозійно-водневої деградації сталей нафтогазопроводів і резервуарів зберігання нафти / Є. І. Крижанівський, Г. М. Никифорчин // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2011. – № 2(47). – С. 11–20. (Kryzhanivs'kyi E. I. and Nykyforchyn H. M. Specific features of hydrogen-induced corrosion degradation of steels of gas and oil pipelines and oil storage reservoirs // Materials Science. – 2011. – № 2(47). – P. 127–136.)

11. Рещенко І. Дослідження ступеня деградації сталей розрахункових металоконструкцій порталних кранів, які відпрацювали нормативний термін експлуатації / І. Рещенко, Ю. Фуртатов. // Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: Праці конференції. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД., – 2010. – С. 74 – 75.

12. Електрохімічні показники експлуатаційної деградації сталей нафто- і газогонів / О. Цирульник, Г. Никифорчин, З. Слободян і ін. // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2006. – Спецвип. № 5, т. 1. – С. 284–289.

13. Nykyforchyn H. M. In-service degradation diagnostics of low-alloyed steels and aluminium alloys properties by electrochemical methods / H. M. Nykyforchyn, O. T. Tsyurul'nyk // Ultrasound., – 2009. – №1(64). – P. 46–49.

14. Никифорчин Г. М. Особливості експлуатаційної деградації конструкційних металічних матеріалів “в об'ємі” за дії агресивних

Середовищ / Г. М. Никифорчин, О. Т. Цирульник // Проблемы прочности., – 2009. – № 6. – С. 79–94.

15. Смирнов-Алиев Г. А. Технологические задачи теории пластичности. / Г. А. Смирнов-Алиев, В. М. Розенберг. – Л.: Лениздат, – 1972. – 215 с.

16. Огородников В. А. Изменение твердости металлов при немонотонном нагружении / В. А. Огородников, Г. Д. День. // Изд. ТПИ, – 1972. – 225 с.

17. Дель Г. Д. Определение напряжений в пластической области по распределению твердости / Г. Д. День. – М.: Машиностроение, – 1971. – 200 с.

18. Огородников В. А. Оценка деформируемости металлов при обработке давлением: монография / В. А. Огородников. – Киев: “Вища школа”, – 1983. – 175 с.

19. Огородников В. А. Энергия. Деформирование. Разрушение. Задачи автотехнической экспертизы: монография / В. А. Огородников, В. Б. Киселев, И. О. Сивак : МОН Украины. – Вінниця: Універсум – Вінниця, – 2005. – 204 с.

20. Поліщук Л. К. Вмонтовані гідравлічні приводи конвеєрів з гнучким тяговим органом, чутливі до зміни навантаження: монографія / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер. – Вінниця.: ВНТУ, – 2010. – 184 с.

21. Панкратов С. А. Динамика машин для открытых горных и земляных работ / С. А. Панкратов. – М.: Машиностроение, – 1967. – 448 с.

22. Волков Д. П. Динамика и прочность многоковшовых экскаваторов и отвалообразователей / Д. П. Волков, В. А. Черкасов. – М.: Машиностроение, – 1969. – 408 с.

23. Поліщук Л. К. Зміна механічних властивостей та корозійне розтріскування під напруженням матеріалу металоконструкції стріли буртоукладника / Л. К. Поліщук, О. О. Коваль // Зб. Інтернет-конференції

(МНТІК) «Сучасні вібраційні техно-логії, машини, обладнання та динамічні процеси в них». – Вінниця, – 2013. – С. 14

24. Харченко Є. В. Оцінювання експлуатаційної деградації профільної сталі стріли буртоукладника / Є. В. Харченко, Л. К. Поліщук, О.І. Звірко // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2013. – № 4(49). – С. 77–82. (Kharchenko E. V., Polishchuk L. K., Zvirko O. I. Estimation of the in-service degradation of steel shapes for the boom of a clamp-forming machine // Materials Science. – 2014. – 49, № 4. – P. 501–507).

25. Поліщук Л. К. Корозійно-циклічна тріщиностійкість сталі стріли буртоукладника [Текст] / Л. К. Поліщук, Г. В. Харченко, О. І. Звірко // Фізико-хімічна механіка матеріалів, – 2014. – № 2. – С. 77 – 82., 2015. Polishchuk L.K., Kharchenko E.V., Zvirko O.I. Corrosion-Fatigue Crack-Growth Resistance of Steel of the Boom of a Clamp-Forming Machine // Materials Science (Springer Science + Business Media New York). – 2014. – Vol. 51, No 2. – P. 229–234.

Додаток А

(обов'язковий)

ВНТУ

Затверджую

Завідувач кафедри ГМ

д.т.н., проф. Л.К.Поліщук

“ ” \_\_\_\_\_ 2020р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

на магістерську кваліфікаційну роботу

ДОСЛІДЖЕННЯ СТАТИЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ СТІЛОВОЇ  
КОНСТРУКЦІЇ МОБІЛЬНОЇ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНОЇ МАШИНИ

08-27.МКР.003.00.000 ПЗ

Керівник проекту: Завідувач кафедри ГМ

д.т.н., професор

Поліщук Л.К.

Виконавець: ст.гр.1ГМ - 19м

Гулько В.О.

Вінниця 2020

## Технічне завдання

### 1 Найменування та область застосування

Дослідження статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини стосується матеріалів металоконструкцій тривало експлуатованих мобільних машин, оснащених стріловими конструкціями

### 2 Підстава для розробки

Підставою для розробки є наказ №214 від 25.09.2014 по ВНТУ про затвердження тем магістерських кваліфікаційних робіт, виданий навчальним відділом на основі подання кафедри ГМ.

### 3 Мета призначення розробки

Метою роботи є підвищення надійності стрілових металоконструкцій мобільних машин шляхом визначення залишкового ресурсу з використанням результатів досліджень їх статичної навантаженості.

### 4 Джерела розробки

Розробка виконується на основі попиту патентних та науково-технічних матеріалів відомих конструкцій. Виявлені відомі конструкції приводних механізмів у наступних літературних джерелах:

1. Огородников В. А. Изменение твердости металов при немонотонном нагружении / В. А. Огородников, Г. Д. День. // Изд. ТПИ, – 1972. – 225 с.

2. Огородников В. А. Энергия. Деформирование. Разрушение. Задачи автотехнической экспертизы: монография / В. А. Огородников, В. Б. Киселев, И. О. Сивак : МОН Украины. – Вінниця: Універсум – Вінниця, – 2005. – 204 с.

3. Поліщук Л. К. Вмонтовані гідравлічні приводи конвеєрів з гнучким тяговим органом, чутливі до зміни навантаження: монографія / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер. – Вінниця.: ВНТУ, – 2010. – 184 с.

4. Панкратов С. А. Динамика машин для открытых горных и земляных работ / С. А. Панкратов. – М.: Машиностроение, – 1967. – 448 с.

5. Волков Д. П. Динамика и прочность многоковшовых экскаваторов и отвалообразователей / Д. П. Волков, В. А. Черкасов. – М.: Машиностроение, – 1969. – 408 с.

6. Поліщук Л. К. Зміна механічних властивостей та корозійне розтріскування під напруженням матеріалу металоконструкції стріли буртоукладника / Л. К. Поліщук, О. О. Коваль // 36. Інтернет-конференції (МНТІК) «Сучасні вібраційні техно-логії, машини, обладнання та динамічні процеси в них». – Вінниця, – 2013. – С. 14

7. Харченко Є. В. Оцінювання експлуатаційної деградації профільної сталі стріли буртоукладника / Є. В. Харченко, Л. К. Поліщук, О. І. Звірко // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2013. – № 4(49). – С. 77–82. (Kharchenko E. V., Polishchuk L. K., Zvirko O. I. Estimation of the in-service degradation of steel shapes for the boom of a clamp-forming machine // Materials Science. – 2014. – 49, № 4. – P. 501–507).

8. Поліщук Л. К. Корозійно-циклічна тріщиностійкість сталі стріли буртоукладника [Текст] / Л. К. Поліщук, Г. В. Харченко, О. І. Звірко // Фізико-хімічна механіка матеріалів, – 2014. – № 2. – С. 77–82., 2015. Polishchuk L.K., Kharchenko E.V., Zvirko O.I. Corrosion-Fatigue Crack-Growth Resistance of Steel of the Boom of a Clamp-Forming Machine // Materials Science (Springer Science + Business Media New York). – 2014. – Vol. 51, No 2. – P. 229–234.

## 5. Технічні вимоги

5.1. Склад продукції і вимоги до конструктивної будови.

5.1.1. Стрілова конструкція повинна складатися з таких елементів: стріли, стрічкового конвеєра, улаштованого на стрілі, вмонтованого приводу.

5.1.2. Габаритні розміри, м



Довжина	26
ширина	0,4
5.1.3. Кріплення вузла – швидкоз'ємне та жорстке.	
5.1.4. Вузол повинен бути доступним до обслуговування та мати систему фіксації	
5.1.5. Термін експлуатації, понад років	30
5.2. Показники призначення:	
потужність, кВт	7
швидкість руху, м/с	0,97
діаметр барабана, мм	300

5.3. Механізм привода повинен задовольняти таким показникам надійності:

1. Привід повинен працювати безперервно до капремонту без зміни параметрів протягом, год. 20000
2. Привід повинен безвідмовно працювати, годин 10000
3. Зберігання приводу в законсервованому вигляді не більше, років 3
4. Вузли мотор-барабана повинні відповідати вимогам ремонтоздатності, які висуваються до приводів стрічкових конвеєрів відвалоутворювачів.

5.4. Вимоги до рівня уніфікації та стандартизації.

При розробці механізму приводу необхідно за можливості максимально використовувати стандартні вироби та уніфіковані деталі для різних вузлів.

6. Економічні показники

Чистий прибуток від реалізації розробки складає 27142 грн. Термін окупності вкладених у реалізацію наукового проекту інвестицій становить

0, 57 років. Оскільки  $T_{ок} < 3$  років, то фінансування цих наукових досліджень статичної навантаженості стрілової конструкції мобільної підйомно-транспортної машини є доцільним.

7. Стадії і етапи розробки

1. Постановка задачі та техніко-економічне обґрунтування теми роботи

2. Аналіз існуючих методів дослідження металоконструкцій

3. Експериментальні дослідження механічних коливань стріли мобільної підйомно-транспортної машини

4. Теоретичні дослідження статичної навантаженості стрілової конструкції булоукладника

5. Експериментальне обладнання для дослідження змін механічних характеристик тривало експлуатованих металоконструкцій

6. Розрахунково-конструкторський розділ

7. Економічний розділ

8. Охорона праці і безпека у надзвичайних ситуаціях

9. Попередній захист.

## 8. Порядок контролю та прийому

Порядок контролю та прийому МКР визначається графіком консультації, попереднього захисту проекту, який затверджується кафедрою ГМ та остаточного захисту перед ДЕК.

Коректування стадій та етапів виконання проекту може проводитись при узгодженні з керівником проекту.

# Основні чинники, які впливають на процес корозійного руйнування матеріалу



# Вплив тривалості експлуатації на зміну механічних властивостей матеріалів металоконструкцій в умовах корозійно-навантаженого середовища

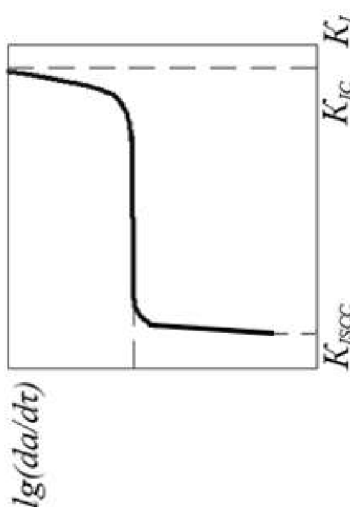


Рисунок 1.26 – Типова діаграма статичної корозійної тріщиностійкості

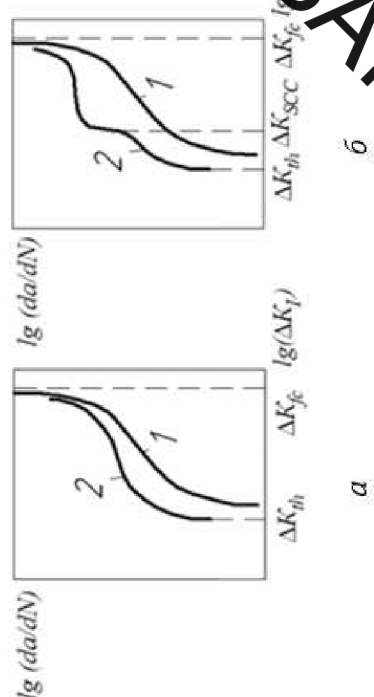


Рисунок 1.27 – Типова КДВР: 1 – інертне середовище; 2 – корозійне середовище

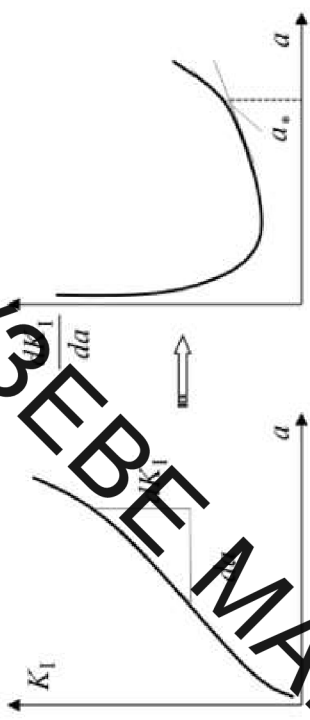


Рисунок 1.27 – Схема визначення показника опірності елемента конструкції росту тріщини під час квазістатичного навантаження

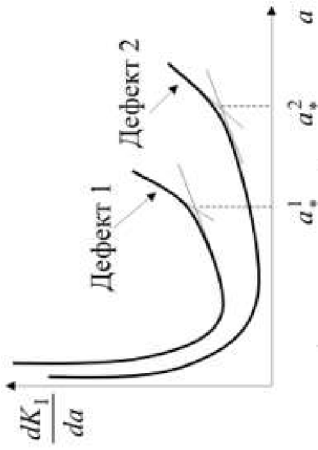


Рисунок 1.28 – Схема порівняльного оцінювання небезпеки різних тріщиноподібних дефектів в однакових за формою конструктивних елементах, що виготовлені з одного матеріалу і знаходяться в однакових експлуатаційних умовах

# Вплив тривалої експлуатації на зміну механічних властивостей матеріалів металоконструкцій



Рисунок 1.26 – Типова діаграма статичної корозійної тріщиностійкості

# Вплив тривалої експлуатації на зміну механічних властивостей матеріалів металоконструкцій (продовження 1)

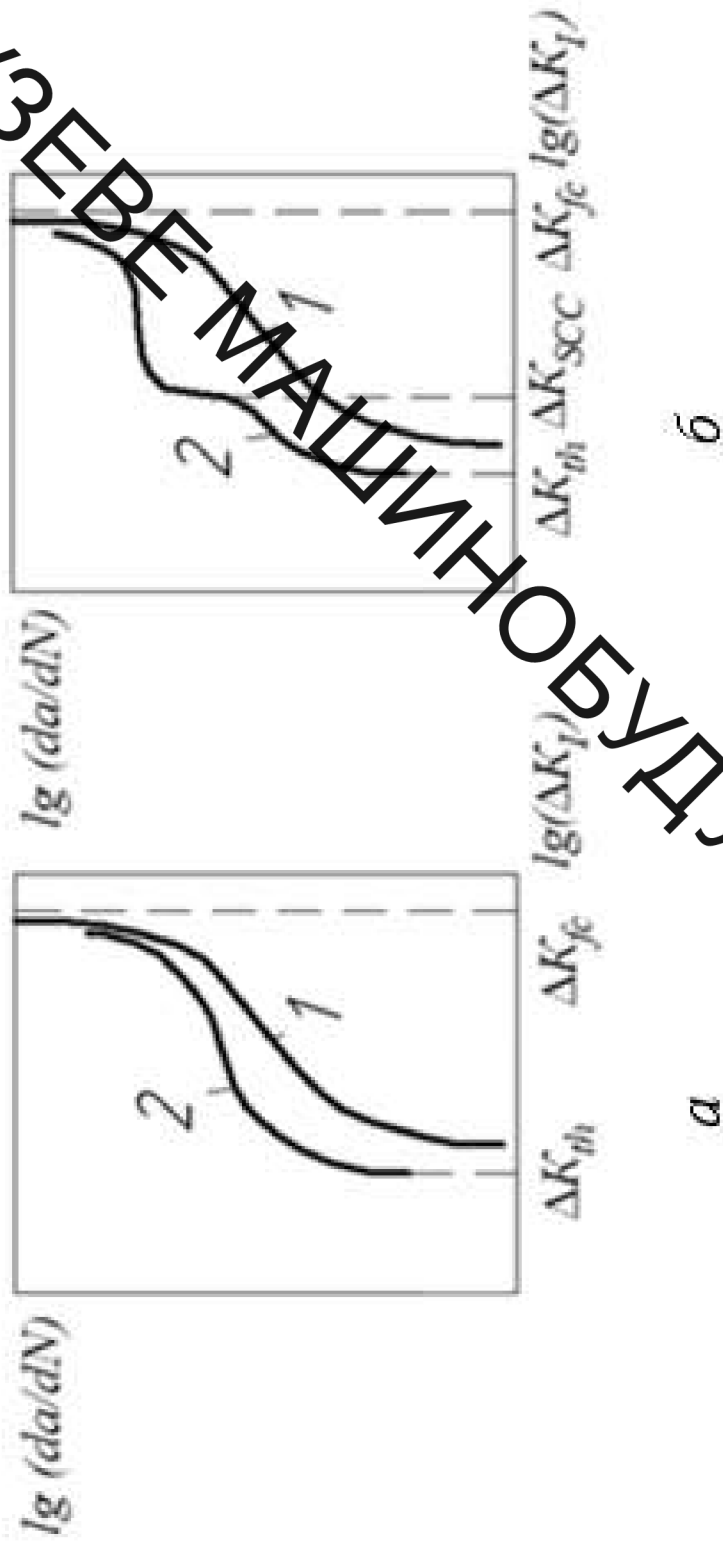


Рисунок 1.27 – Типова крива КДВ: 1 – інертне середовище; 2 – корозійне середовище

# Вплив тривалої експлуатації на зміну механічних властивостей матеріалів металоконструкцій (продовження 2)

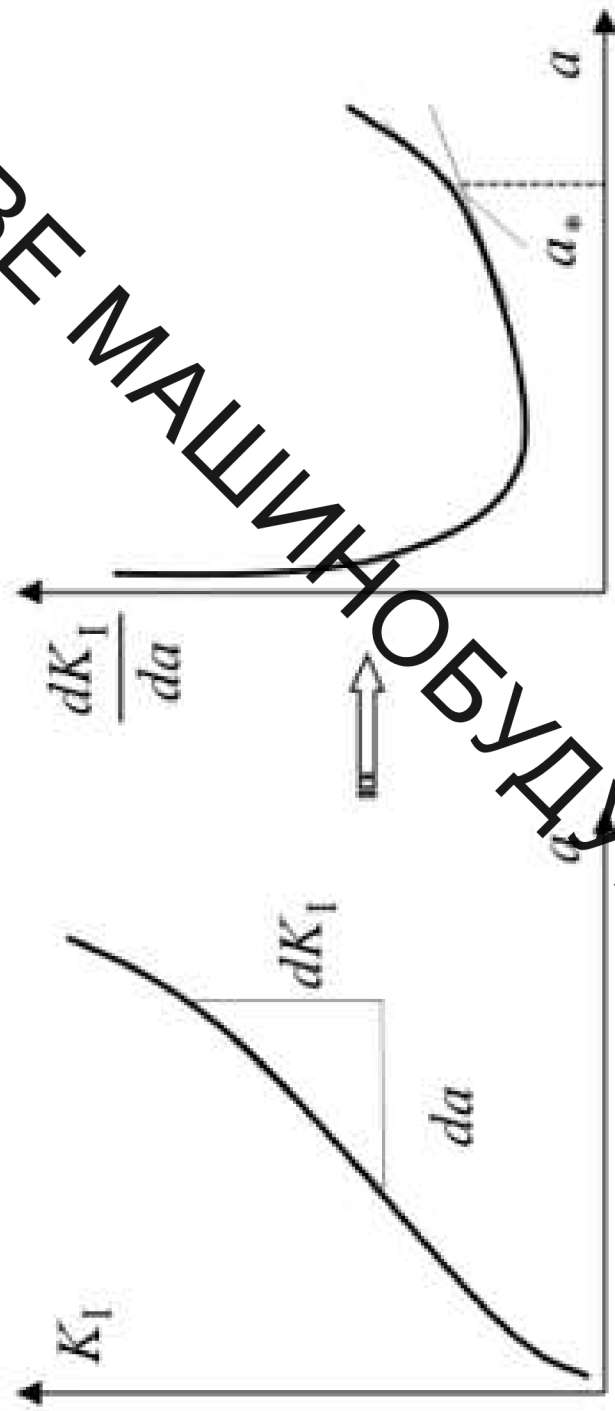


Рисунок 1.27 – Схема визначення показника опірності елемента конструкції росту тріщини під час квазістатичного навантаження



# Вплив тривалої експлуатації на зміну механічних властивостей матеріалів металоконструкцій (продовження 3)

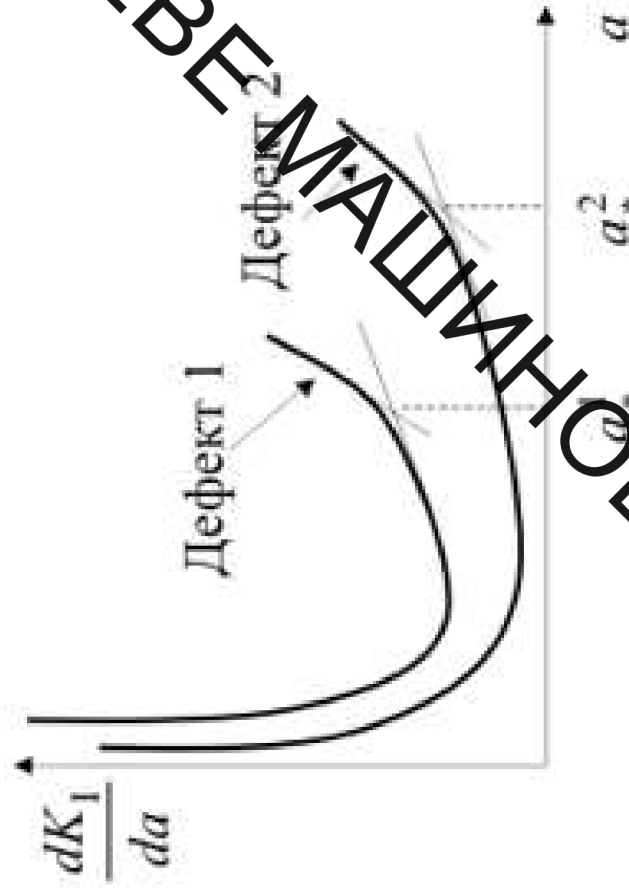


Рисунок 1.28 — Схема порівняльного оцінювання безпеки різних тріщиноподібних дефектів в однакових за формою конструктивних елементах, що виготовлені з одного матеріалу і знаходяться в однакових експлуатаційних умовах

# ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЧНИХ КОЛИВАНЬ В СТРИЛИ МОБІЛЬНОЇ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНОЇ МАШИНИ "КУЗДАЗ" БУМ-65М2Б3-К

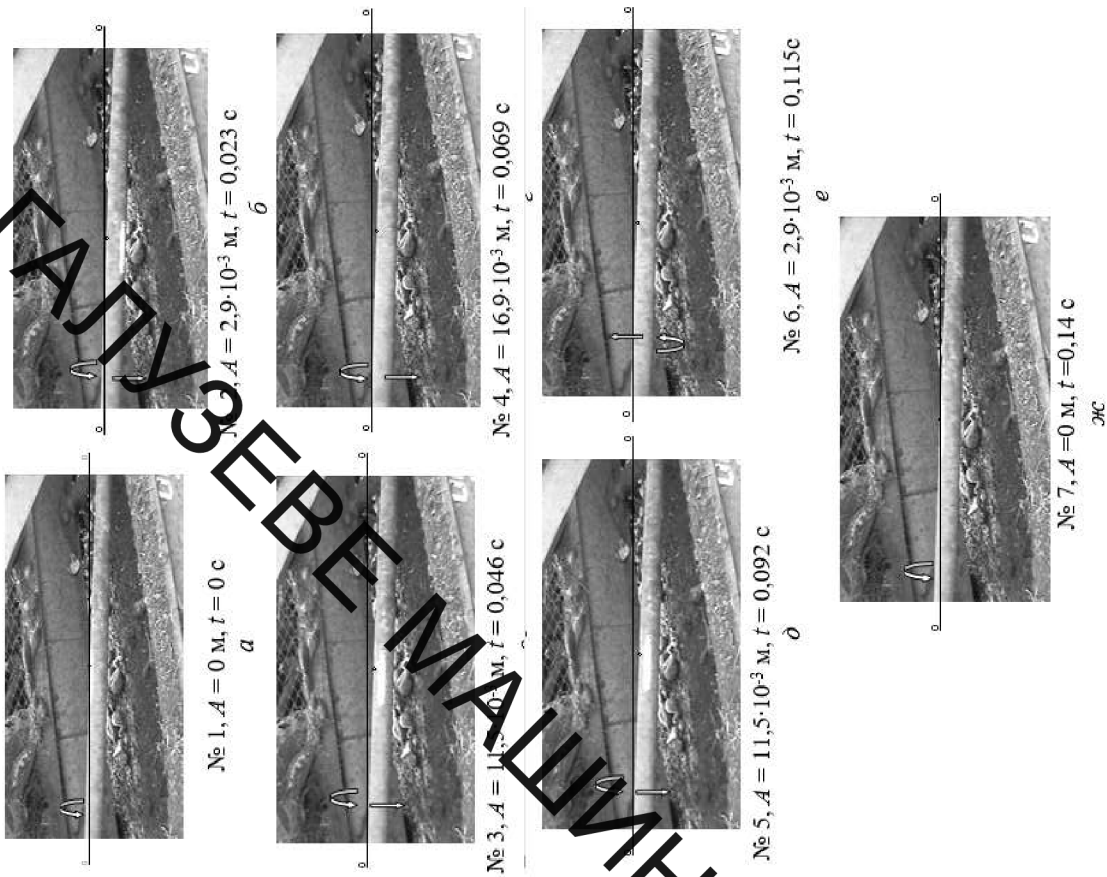


Рисунок 3.2 – Кадри високошвидкісної відеозйомки коливальних процесів валу грансмієї буртоукладальної машини

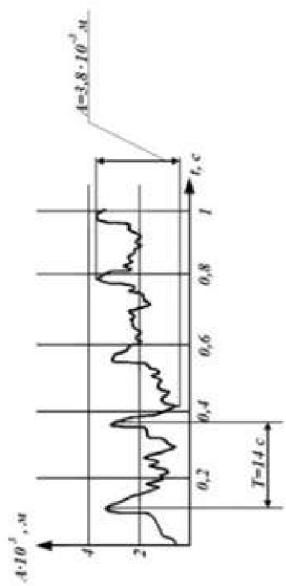


Рисунок 3.1 – Осцилограма вібрації платформи оператора комплексу БУМ-65М2Б3-К

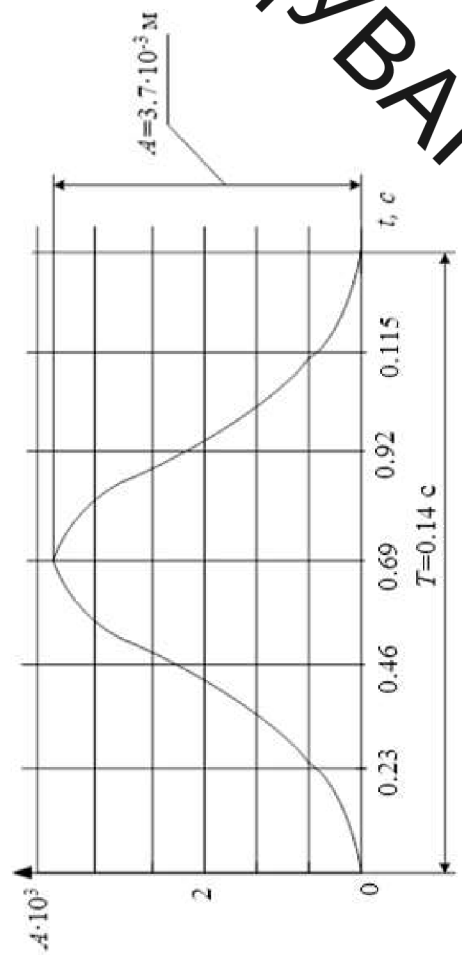


Рисунок 3.3 – Амплітуда коливань ваги транспортера буртоукладальної машини

# ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЧНИХ КОЛИВАНЬ СТРІЛИ МОБІЛЬНОЇ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНОЇ МАШИНИ

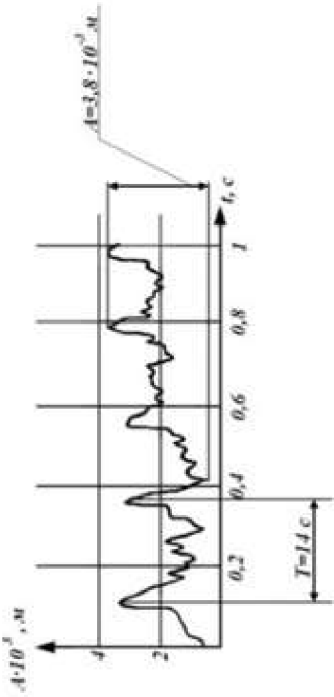


Рисунок 3.1 – Осцилограма вібрацій платформи оператора комплексу

БУМ-65М2Б3-К

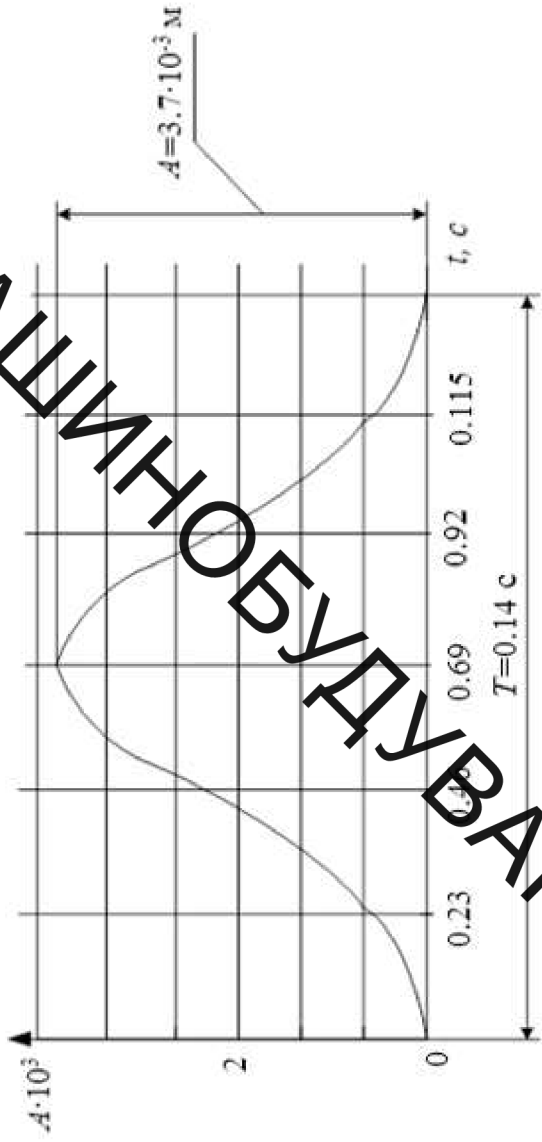
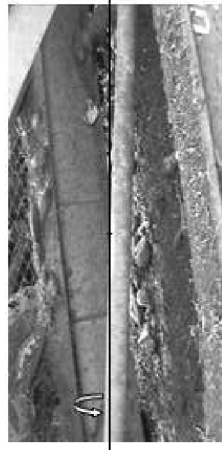


Рисунок 3.3 – Амплітуда коливань вала транспортера буртоукладальної

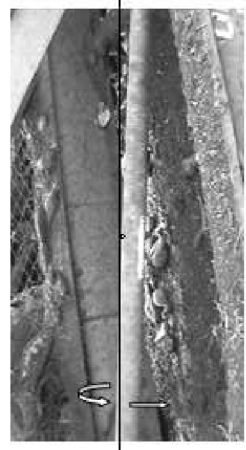
машини

ВНТКУ ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

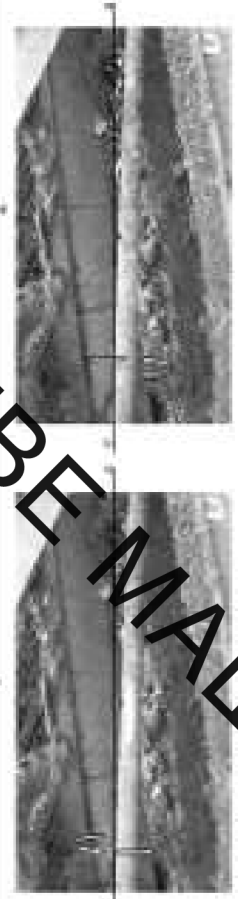
# ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЧНИХ КОЛИВАНЬ СТРІЛИ МОБІЛЬНОЇ, ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНОЇ МАШИНИ (продовження)



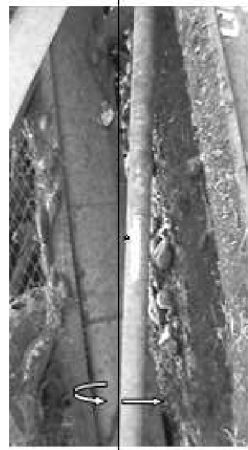
№ 1,  $A = 0$  м,  $t = 0$  с  
а



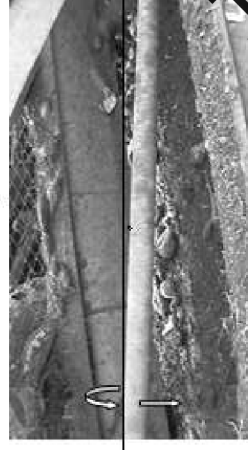
№ 2,  $A = 2,9 \cdot 10^{-3}$  м,  $t = 0,023$  с  
б



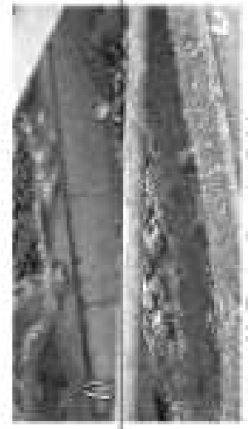
№ 5,  $A = 11,5 \cdot 10^{-3}$  м,  $t = 0,092$  с



№ 3,  $A = 11,5 \cdot 10^{-3}$  м,  $t = 0,046$  с  
г



№ 4,  $A = 16,9 \cdot 10^{-3}$  м,  $t = 0,069$  с  
д



№ 7,  $A = 0$  м,  $t = 0,14$  с  
е

Рисунок 3.2 – Кадри високошвидкісної відеозйомки коливальних процесів вала трансмісії буртоукладальної машини

# ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СТАТИЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ СТРІЛОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ БУТОУКЛАДНИКА



Рисунок 4.1 – Стріла 6уртоукладни́ка БУМ-65М2Б3-К

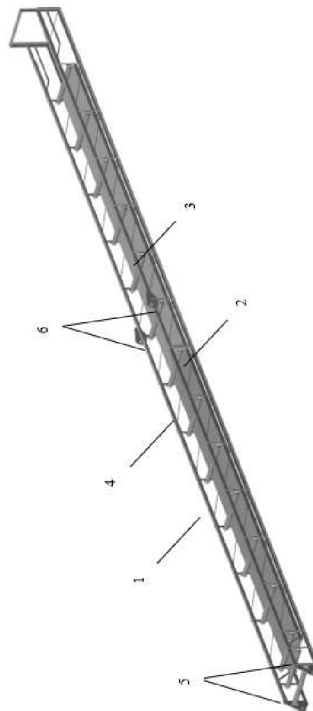


Рисунок 4.2 – Стріла укладального конвеєра

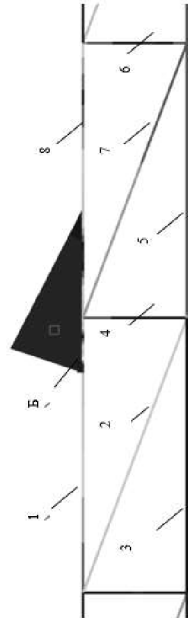
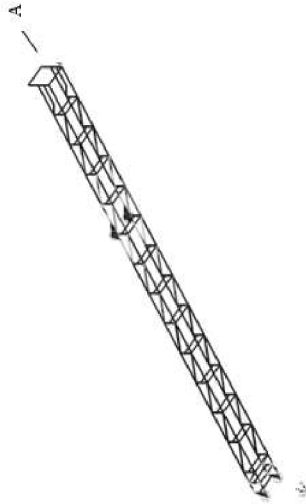
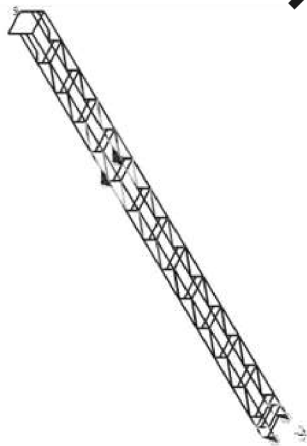


Рисунок 4.4 – Зона найбільших напружень в стріжках конструкції



а)



б)

в)

а) - Максимальне навантаження 1г, б) - навантаження 1,5г,

в) - навантаження 2г

Рисунок 4.3 – Напружений стан стріли конвеєра



б)

Рисунок 5.8 – Фрагмент стріли з місцями вирізання кутників рами для досліджуваних зразків

Таблиця 5.1 – Максимальні напруження у перерізах стрижків

	Навантаження 1г							
	№ стрижка							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Максимальне значення, МПа	11	33	10	9	2	9	25	41
Мінімум у перерізі	9,5	,57	85	486	1,73	134	,26	69

	Навантаження 1,5г							
	№ стрижка							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Максимальне значення, МПа	25	87	23	40	48	40	59	97
Мінімум у перерізі	5,9	,15	02	,42	77	,64	,51	72

	Навантаження 2г							
	№ стрижка							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Максимальне значення, МПа	32	92	28	43	59	61	68	122
Мінімум у перерізі	2,7	,02	24	,08	67	,74	,11	

# ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СТАТИЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ СТРІЛОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ БУРТОУКЛАДНИКА (продовження 2)

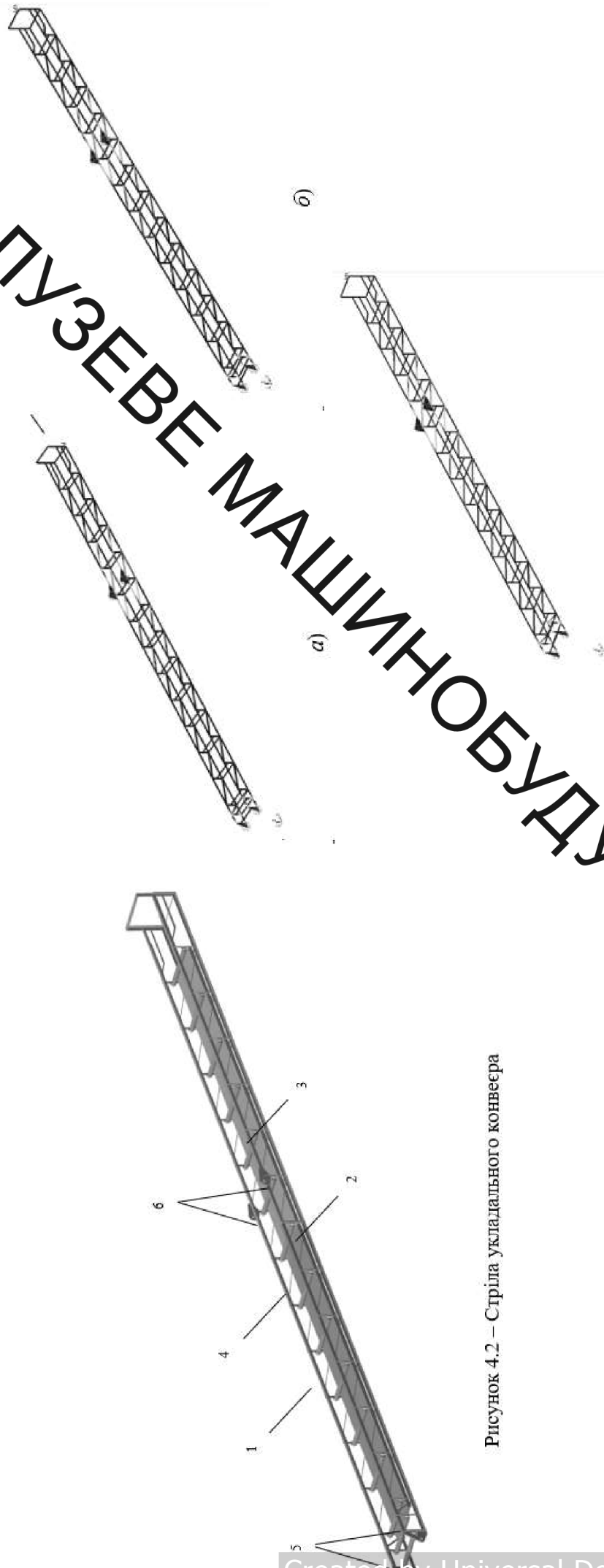


Рисунок 4.2 – Стріла укладального конвеєра

а - номінальне навантаження 1т; б - навантаження 1,5т;  
в - навантаження 2т

Рисунок 4.3 – Напружений стан стріли конвеєра

# ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СТАТИЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ СТРІЛОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ БУРТОУКЛАДНИКА

# Галузь будівництва



Рисунок 4.1 – Стріла буртоукладника БУМ-65М2Б3-К



Рисунок 5.8 – Фрагмент стріли з місями вирізанні кутників рами для досліджуваних зразків

# ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІН МЕХАНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРИВАЛО ЕКСПЛУАТОВАНИХ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ

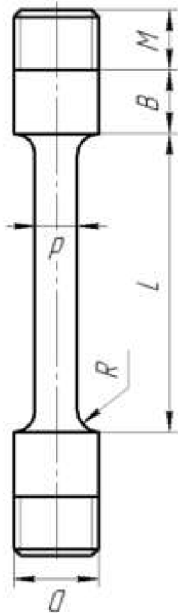


Рисунок 2.29 – Зразок для випробувань матеріалів на довготривалу корозійну

міцність

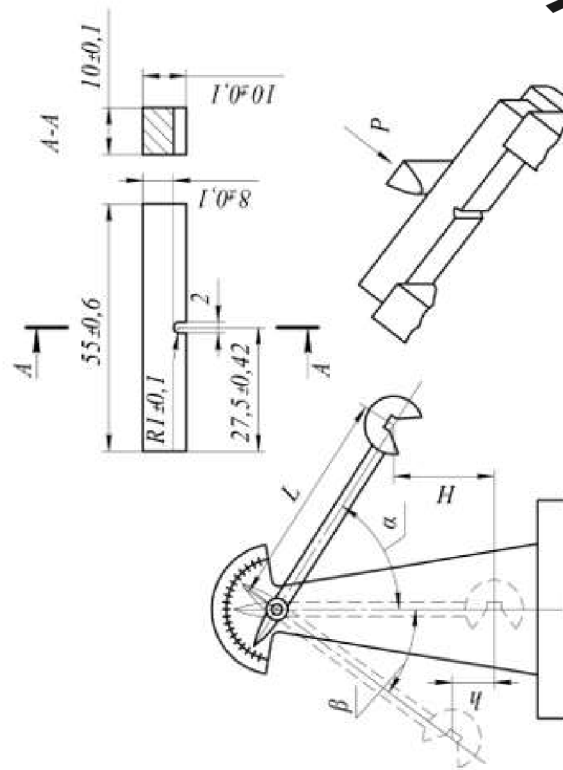
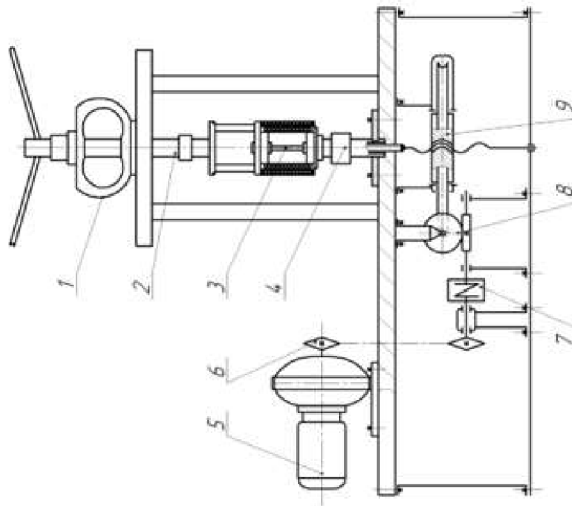


Рисунок 2.27 – Схема та зразок випробування на ударну міцність за методом Шарпі із V-подібним надрізом



а

б

1 – динамометр; 2 – тяга верхня; 3 – зразок; 4 – тяга нижня; 5 – мотор-редуктор;

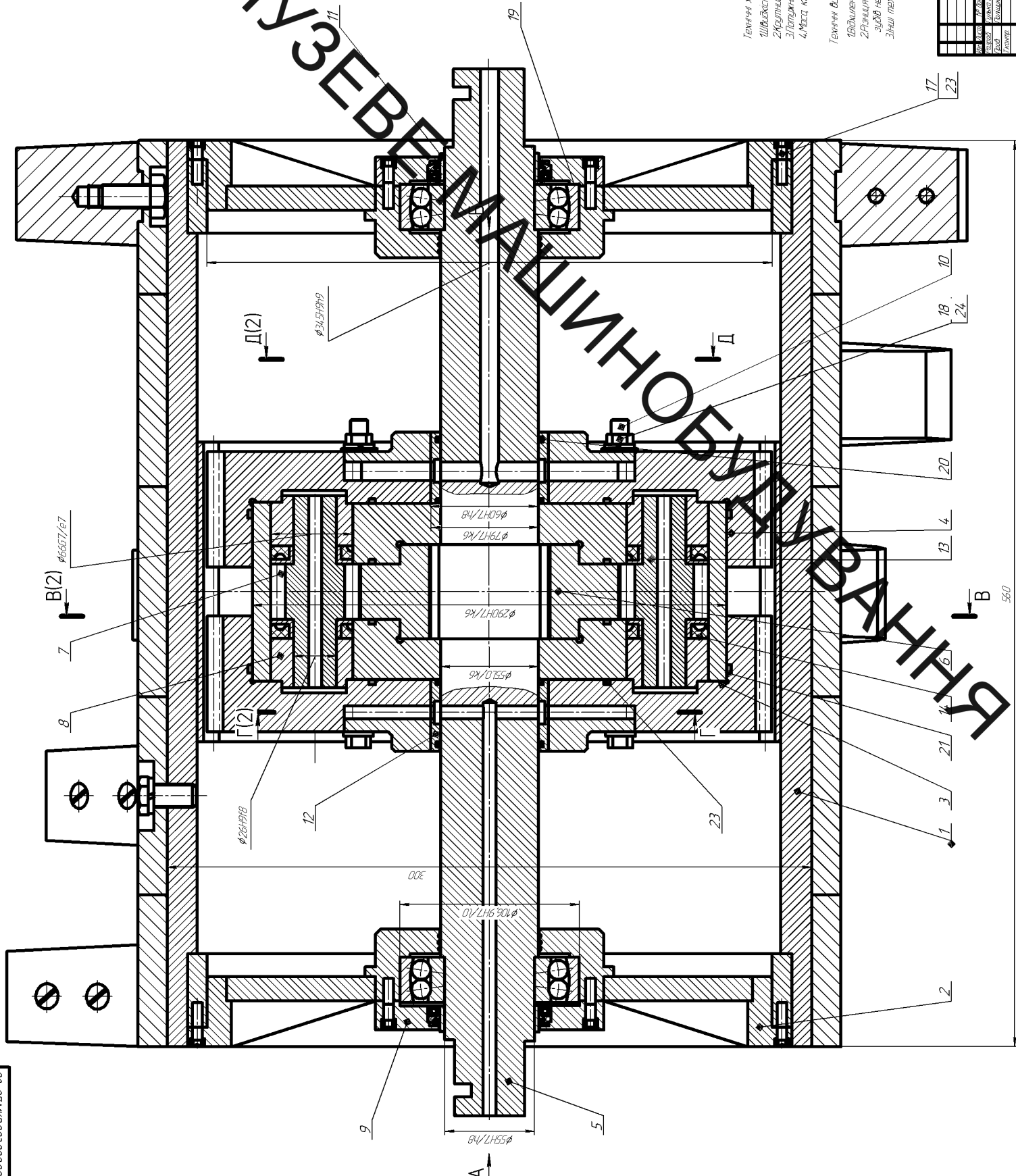
6 – ланцюгова передача; 7 – муфта; 8 – черв'ячна передача;

9 – черв'ячно-гвинтова передача

Рисунок 2.28 – Загальний вигляд (а) та кінематична схема (б) установки УИП-6



ВНТУ, ГАЛУЗ ЕВЕРІ



Технічні характеристики:  
 1. Вантажність, М/С: 164  
 2. Скорінний момент, Нм: 10...300  
 3. Ефективність, кВТ: 28  
 4. Маса, кг: 930

Технічні вимоги:  
 1. Відхилення поздовжнього положення не більше 5 мм  
 2. Різниця між найвищими і найнижчими діаметрами валів не більше 5 мм  
 3. Зміщення валів не більше 5 мм  
 4. Інші технічні вимоги зазначаються в ДСТ 4100:03.04.

08-27МКР.003.000.00СК	
Відомість	Лист № 11
Зроблено	Відомість
Проверено	Відомість
Затверджено	Відомість
Відомість	Відомість
Приводний пристрій	
ВНТУ, ар. 17М-19М	

08-27МКР.003.000.00СК

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
							Перв. примен.
Справ. №	A1			Документація			
			08-27.МКР.003.00.000.СК	Складальне креслення			
				Складальні одиниці			
		1	08-27.МКР.003.00.100	Корпус барабана	1		
		2	08-27.МКР.003.00.200	Обідчайка із зубами	1		
		3	08-27.МКР.003.00.300	Підшипниковий вузол	2		
		4	08-27.МКР.003.00.400	Привідне колесо	2		
				Деталі			
			7	08-27.МКР.003.00.001	Вал	1	
			8	08-27.МКР.003.00.002	Колесо зубчасте	1	
			9	08-27.МКР.003.00.003	Сателіт	4	
			10	08-27.МКР.003.00.004	Підшипник ковзання	1	
			11	08-27.МКР.003.00.005	Підшипник ковзання	1	
			12	08-27.МКР.003.00.006	Підшипник ковзання	1	
	13	08-27.МКР.003.00.007	Корпус	1			
			Стандартні вироби				
	14		Гвинт М6-8dх22.88.019				
			08-27.МКР.00300.000				
Інв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
	Разраб.	Гулько В.О.				Лит.	
	Пров.	Поліщук Л.К.				Лист	
						Листов	
	И.контр.	Поліщук Л.К.				1	
	Утв.	Поліщук Л.К.				2	
Привідний пристрій						ВНТУ, зр 1ГМ-19М	

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				ГОСТ 17473-80	12	
		15		Гайка М39х15-7Н.6.05		
				ГОСТ 11871-73	6	
		16		Підшипник ГОСТ 8545-75		
				11206	2	
				Кільце ущільнюоче ГОСТ 9833-73		
		17		032-038-36-2-4	4	
		18		200-205-36-2-4	2	
		19		120-108-36-2-4	2	
				Шайба ГОСТ 6402-70		
		20		6.65Г.029	12	
		21		8.65Г.02.9	8	

ВІДКУП ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инд. № дѣл.
Подп. и дата	