

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет прикладних інформаційних технологій та електроінженерії

(назва факультету)

Автоматизації технологічних процесів та виробництв

(повна назва кафедри)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до дипломної роботи (проекту)

магістра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: *Автоматизований метод моніторингу дефектності матеріалів і
конструкцій на стадії передруйнування*

Виконали: студенти

6 курсу групи КАм-61

спеціальності

151 – «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані
технології»

(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)

_____ Дзідь Мирослав Миколайович,

—

_____ Турчин Микола Тарасович

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

(підпис)

проф. **Марушак П.О.**

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

ст. викл. **Козбур І.Р.**

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

проф. **Стухляк П.Д.**

(прізвище та ініціали)

м. Тернопіль – 2020

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет прикладних інформаційних технологій та електроінженерії

Кафедра автоматизації технологічних процесів і виробництв

Освітній рівень магістр

(шифр і назва)

Спеціальність 151 – «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології»
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри АВ

доц. В.Б. Савків

«_____» _____ 2020 р.

ЗАВДАННЯ НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ

Дзіху Мирославу Миколайовичу

(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) *Автоматизований метод моніторингу дефектності матеріалів і конструкцій на стадії передруйнування*

Керівник проекту (роботи) **проф. Марущак Павло Орестович**
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом по університету від «_____» _____ 201__ року №_____

2. Термін подання студентом проекту (роботи) _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) *Фотозображення пошкоджених роликів МБЛЗ, зразки для механічних випробувань, характеристики зображень.*

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Аналітична частина; 2. Технологічна частина; 3. Конструкторська частина; науково-дослідна частина; 5. Спеціальна частина; 6. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях;

Висновки. Перелік посилань.

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

Принципова схема розливочного струмка слябової МБЛЗ

Транспортування слябу роликками МБЛЗ та види пошкоджень

Схема оцінки граничного стану ролика МБЛЗ

Схеми навантажування та геометрія тріщини

Схеми навантажування балок

Епюри напружень

Порівняння КІН у трубі та брусі за розподіленого навантаження

Значення КІН у відносних координатах

Співставлення одержаних даних з відомими в літературі

Крива довговічності ролика МБЛЗ з дефектом

Висновки

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	доц. Тотосько О.В. ст. викл. Клепчик В.М.		
Нормоконтроль	ст. викл. Козбур І.Р.		

7. Дата видачі завдання

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Термін виконання	Примітка
1.	ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ		
2.	Аналіз експлуатаційних навантажень роликів МБЛЗ		
3.	Оцінювання граничного стану роликів МБЛЗ		
4.	ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА		
5.	Експериментальні підходи до оцінки термополів		
6.	Фізична модель ролика МБЛЗ		
7.	Методика запису термічного циклу в режимі реального часу		
8.	Дослідження температурного режиму роликів в умовах		
9.	Аналітичні підходи до оцінки термічних напружень в тілі ролика МБЛЗ		
10.	Виявлення впливу температурно-силових факторів на поведінку ролика МБЛЗ		
11.	КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА		
12.	Методика досліджень тріщиностійкості за низькочастотного навантаження		
13.	НАУКОВА ЧАСТИНА		
14.	Метод забезпечення відпрацювання заданої форми циклу без динамічних перевантажень		
15.	Оцінка циклічної міцності матеріалів та зварних з'єднань за умов малоциклової втоми		
16.	Швидкість росту тріщини в залежності від розмаху розкриття вершини тріщини δ_{max} :		
17.	Прогнозування залишкової довговічності ролика МБЛЗ		
18.	Імовірнісна оцінка тримкості ролика МБЛЗ		
19.	САПР		
20.	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ		
21.	Актуальність охорони праці		
22.	Правила техніки безпеки при роботі в лабораторіях		
23.	Санітарно-гігієнічні вимоги у лабораторному приміщенні		
24.	ЛІТЕРАТУРА		

Студент

Дзідь Мірослав Миколайович

Керівник проекту (роботи)

проф. Марущак П.О.

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет прикладних інформаційних технологій та електроінженерії

Кафедра автоматизації технологічних процесів і виробництв

Освітній рівень магістр

(шифр і назва)

Спеціальність 151 – «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології»
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри АВ

доц. В.Б. Савків

«_____» _____ 2020р.

ЗАВДАННЯ НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ

Турчину Миколі Тарасовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) *Автоматизований метод моніторингу дефектності матеріалів і конструкцій на стадії передруйнування*

Керівник проекту (роботи) проф. Марущак Павло Орестович

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

Затверджені наказом по університету від «_____» _____ 2020 року №_____

2. Термін подання студентом проекту (роботи) _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Фотозображення пошкоджених роликів МБЛЗ, зразки для механічних випробувань, характеристики зображень.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Аналітична частина; 2. Технологічна частина; 3. Конструкторська частина; науково-дослідна частина; 5. Спеціальна частина; 6. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях; Висновки. Перелік посилань.

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

Принципова схема розливочного струмка слябової МБЛЗ

Транспортування слябу роликами МБЛЗ та види пошкоджень

Схема оцінки граничного стану ролика МБЛЗ

Схеми навантажування та геометрія тріщини

Схеми навантажування балок

Епюри напружень

Порівняння КІН у трубі та брусі за розподіленого навантаження

Значення КІН у відносних координатах

Співставлення одержаних даних з відомими в літературі

Крива довговічності ролика МБЛЗ з дефектом

Висновки

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	доц. Тотосько О.В. ст. викл. Клепчик В.М.		
Нормоконтроль	ст. викл. Козбур І.Р.		

7. Дата видачі завдання

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Термін виконання	Примітка
1.	ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ		
2.	Аналіз експлуатаційних навантажень роликів МБЛЗ		
3.	Оцінювання граничного стану роликів МБЛЗ		
4.	ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА		
5.	Експериментальні підходи до оцінки термополів		
6.	Фізична модель ролика МБЛЗ		
7.	Методика запису термічного циклу в режимі реального часу		
8.	Дослідження температурного режиму роликів в умовах		
9.	Аналітичні підходи до оцінки термічних напружень в тілі ролика МБЛЗ		
10.	Виявлення впливу температурно-силових факторів		
11.	КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА		
12.	Методика досліджень тріщиностійкості за низькочастотного навантаження		
13.	НАУКОВА ЧАСТИНА		
14.	Метод забезпечення відпрацювання заданої форми циклу без динамічних перевантажень		
15.	Оцінка циклічної міцності матеріалів та зварних з'єднань за умов малоциклової втоми		
16.	Швидкість росту тріщини в залежності від розмаху розкриття вершини тріщини δ_{max} :		
17.	Прогнозування залишкової довговічності ролика МБЛЗ		
18.	Імовірнісна оцінка тримкості ролика МБЛЗ		
19.	САПР		
20.	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ		
24.	ЛІТЕРАТУРА		

Студент

Турчин Микола Тарасович

Керівник проекту (роботи)

проф. Марущак П.О.

РЕФЕРАТ

Автоматизований метод моніторингу дефектності матеріалів і конструкцій на стадії передруйнування. - Тернопіль, ТНТУ, 2020. – 92 с.

Вирішено актуальне науково-прикладне завдання створення теоретичних засад, методів і систем автоматизованого прогнозування та об'єктивного аналізу дефектної структури поверхневих шарів тривалоексплуатованих конструкцій.

Це забезпечує запобігання нештатним ситуаціям, які можуть викликати значні динамічні навантаження в електричній та механічній підсистемах приводу роликів МБЛЗ, і, в кінцевому результаті, призводити до руйнування його елементів.

Беручи до уваги підвищену технічну складність МБЛЗ, вартість комплектуючих, що входять до його складу, та необхідний для ремонту персонал – відновлювальний ремонт по причині виникнення аварійних режимів на практиці виявляється трудомістким та відносно дорогим. Серед перспективних напрямів досліджень відмічаються технології діагностування стану приводу МБЛЗ.

Пропонований алгоритм виявлення несправностей полягає в тому, що при відомій частоті обертання ролика МБЛЗ та його навантаженні в квазістаціонарному режимі визначаються розміри дефектів на його поверхні оптико-цифровим методом. Їх геометричні розміри підставляють у формулу залишкової довговічності й оцінюють кількість циклів до руйнування та ймовірність настання цієї події.

Запропоновано заходи з охорони праці, безпеки життєдіяльності та охорони довкілля.

ЗМІСТ

1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ	
1.1. Аналіз експлуатаційних навантажень роликів МБЛЗ	9
1.2. Оцінювання граничного стану роликів МБЛЗ	13
2. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА	
2.1. Експериментальні підходи до оцінки термopolів	17
2.2 Фізична модель ролика МБЛЗ	20
2.3 Методика запису термічного циклу в режимі реального часу	22
2.4 Дослідження температурного режиму роликів в умовах	24
2.5 Аналітичні підходи до оцінки термічних напружень в тілі ролика МБЛЗ	27
2.6. Виявлення впливу температурно-силових факторів на поведінку ролика МБЛЗ	32
3. КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА	
3.1. Методика досліджень тріщиностійкості за низькочастотного навантаження	37
3.2. Запис форми циклу навантажування	40
4. НАУКОВА ЧАСТИНА	
4.1. Метод забезпечення відпрацювання заданої форми циклу без динамічних перевантажень	47
4.2. Оцінка циклічної міцності матеріалів та зварних з'єднань за умов малоциклової втоми	57
4.3. Швидкість росту тріщини в залежності від розмаху розкриття вершини тріщини δ_{\max} :	61
4.4. Прогнозування залишкової довговічності ролика МБЛЗ	68
4.5. Імовірнісна оцінка тримкості ролика МБЛЗ	71
5. САПР	79

6. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	
6.1. Актуальність охорони праці	84
6.2. Правила техніки безпеки при роботі в лабораторіях	85
6.3. Санітарно-гігієнічні вимоги у лабораторному приміщенні	86
ВИСНОВКИ	89
ЛІТЕРАТУРА	
Перелік посилань	91

1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ

1.1. Аналіз експлуатаційних навантажень та граничного стану роликів МБЛЗ

Валки в металургійній промисловості витримують дуже високі навантаження, експлуатаційний термічний цикл, що призводить до термічної втоми та множинного розтріскування. Втомна поведінка матеріалів роликів та валків залежить не лише від контактних напружень, але й режимів прокатування. Ролики МБЛЗ в машині для безперервного лиття, в основному піддаються: (а) термічній втомі внаслідок циклічної зміни температур, високотемпературним циклічним деформаціям, (б) значним напруженням згинання, пов'язаним з вагою слябу, (в) корозійному окисленню та (г) зношенню внаслідок контакту з поверхнею слябу, окалиною.

Експлуатація роликів МБЛЗ за змінного циклу температури та зусилля, в корозійному середовищі, змінює їх металеву структуру та знижує її експлуатаційні характеристики. Кислотні середовища впливають на стійкість матеріалів до пошкоджень від втоми та термін їх експлуатації. Згідно з літературою, зносостійкість роликівих матеріалів зменшується у 2-25 разів через вплив корозійних середовищ. Кінетика пошкодженості поверхні ролика залежить також від того, нові ролики чи вже експлуатовані та відновлені.

Нові ролики мають стандартну дрібнозернисту структуру, що робить їх менш залежними від конструктивних та механічних факторів. Проте, негативний вплив експлуатації на стан поверхонь роликів спричиняє структурну неоднорідність матеріалу (накопичення мікропошкоджень втоми).

Через накопичення дрібних дефектів під час роботи, структурні параметри відремонтованого ролика можуть дещо відрізнятися. Це пов'язано з великою нерівномірністю структури поверхневого шару та процесами інтенсивного зношування. Найчастіше це зустрічається на

роликах, відремонтованих дуговим зварюванням (SAW-підводне дугове зварювання).

Слід зазначити, що для того, щоб вчасно переточити ролик на новий ремонтний розмір, необхідно розробити новітні методи діагностики його поверхні та забезпечити своєчасне виведення з експлуатації. Інакше ролик може зруйнуватись під час технологічного процесу, що спричинить зупинку безперервного процесу лиття слябів.

Основною причиною, що гальмує розвиток таких підходів є відсутність універсальної теорії та методів, які забезпечили б перехід від оптико-цифрового контролю до прогнозування довговічності ролика методами механіки руйнування.

Тому розвиток теоретичних основ та практичних методів дефектоскопії та дефектометрії за автоматизованими методами, з метою підвищення надійності контролю залишкової довговічності залишається актуальним завданням як для автоматизації так і для технічного діагностування. Основні види пошкоджень ролика МБЛЗ систематизовано на рис. 1.1.

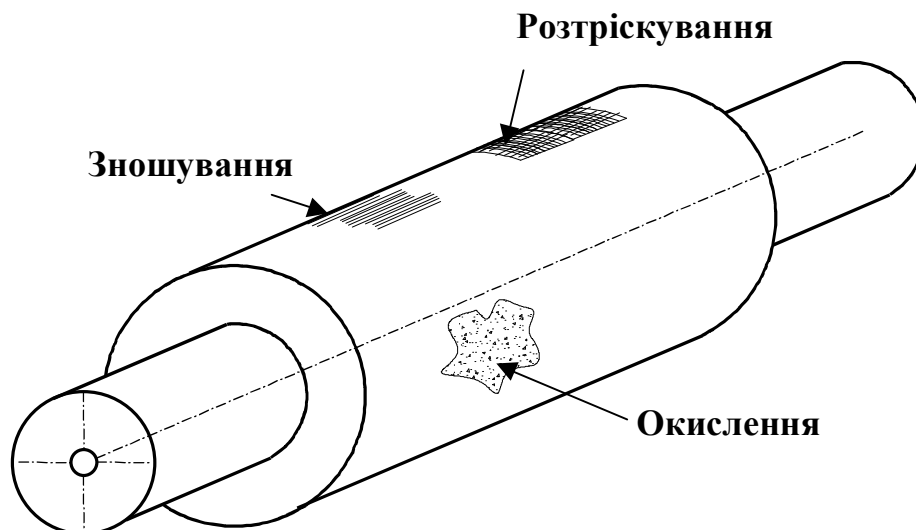


Рис. 1.1 Типові види руйнування МБЛЗ [2].

Реальна довговічність роликів криволінійної ділянки розливочного струмка невелика – близько 5 місяців [2], що набагато менше розрахункової – 3-4 роки. Причина зняття роликів з машини – розтріскування поверхні, що може призвести до руйнування.

Нерівномірний розподіл температур в тілі ролика формує його тепловий профіль.

Експериментальні дослідження теплових процесів, що протікають в роликах МБЛЗ, пов'язані з значними труднощами і не можуть повністю замінити аналітичні методи. Методи розрахунку теплового стану роликів не враховують залежність їх теплофізичних властивостей від температури. Тому актуально дослідження і розрахунок температурних полів і термонапряженого стану роликів при різних режимах їх роботи з урахуванням залежності властивостей матеріалу від температури.

Відомо, що в залежності від місця розташування ролика в МБЛЗ пошкоджуючі фактори можуть змінюватись, рис. 2. Проте розтріскування та зношування внаслідок теплового впливу залишаються актуальними для всіх зон МБЛЗ

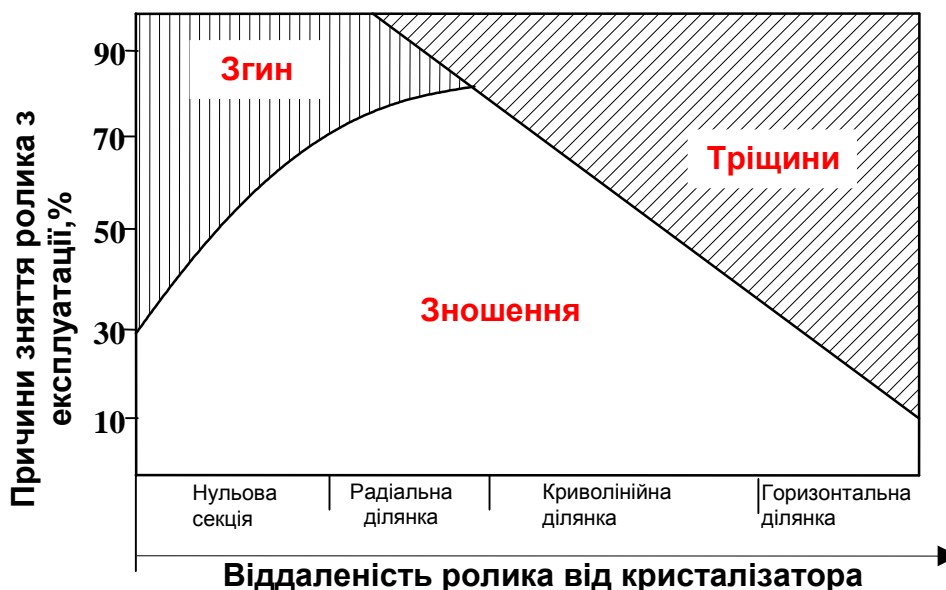


Рис. 1.2. Види руйнування роликів, в залежності від місця розташування в розливочному струмку МБЛЗ [2].

Дослідження температурних умов служби роликів МБЛЗ і розробка інженерної методики розрахунку термонапруженого стану роликів МБЛЗ для збільшення терміну їх служби на даний час залишається актуальним завданням.

Відома методика розрахунку роликів МБЛЗ оцінює ресурс до списання роликів по формулі [3]:

$$N = N_0 + N_1 + N_2,$$

враховуючої три стадії руйнування ролика - зародження тріщини (N_0), ріст до глибини 1,5 мм (N_1) і подальший ріст до критичної глибини (N_2).

тут:

$$N = N_0^0 \cdot \xi_0,$$

де N_0^0 - число циклів до виникнення початкової сітки тріщин розпалу при розливанні з основною швидкістю;

ξ_0 - коефіцієнт, що враховує спектр швидкостей розливання.

$$\xi_0 = \frac{1 + \sum_{i=1}^n \frac{V_i \cdot \eta_i}{V_0 \cdot \eta_0}}{1 + \sum_{i=1}^n \frac{V_i \cdot \eta_i}{V_0 \cdot \eta_0} \frac{N_0^0}{N_0^i}},$$

де V_0 - основна швидкість розливання;

V_i - швидкість розливання з розглянутого спектра швидкостей, відмінна від основної;

η - відсоток річного часу роботи з основною швидкістю розливання;

η_i - відсоток річного часу-роботи зі швидкістю V_i ;

N_0^i - кількість циклів до виникнення тріщин глибиною до 0,5 мм при розливанні з постійною швидкістю V_i , що визначається по формулах

Коффіна-Менсона

$$N_0^i = \left(\frac{c_1}{e_{inl}} \right)^{1/K_1},$$

або при орієнтованому розрахунку:

$$N_0^1 = \left(\frac{c_2}{e_i} \right)^{1/K_2},$$

де C_1 , C_2 , K_1 , K_2 - термоциклічні константи матеріалу ролика, що характеризують його термовтомну міцність і отримані на установках типу Коффіна;

e_i - розмах повної деформації за цикл, %;

e_{inl} - розмах значень пластичної деформації за цикл, %.

Значення N_i одержують з умови прийнятої лінійної гіпотези підсумовування ушкоджень для всього спектра швидкостей розливки:

$$N_1 = \frac{l_1}{K_u} + N_0,$$

де N_1 - кількість циклів для підростання тріщини з глибини 0,5 мм до 1,5 мм;

l - різниця між довжиною тріщини на другій і першій стадіях руйнування ролика;

K_u - показник інтенсивності росту тріщини;

N_0 - умовне число циклів;

K_u, N_0 - експериментальні величини.

N_1 - знаходиться звичайно в межах 1000-3000 циклів.

$$N_2 = N_2^0 \cdot \xi_2,$$

де N_2^0 - число циклів для підростання тріщини від 1,5 мм до критичної величини, тобто до остаточного руйнування ролика при розливанні з основною швидкістю;

ξ_2 - коефіцієнт, що враховує зміну механічних напружень при зміні швидкості розливання.

$$N_2^0 = \frac{2}{(n-2)(C_0 \cdot F_m^n \cdot \sigma_a^n)} \left(\frac{1}{\ell_n^{\frac{n-2}{2}}} - \frac{1}{\ell_k^{\frac{n-2}{2}}} \right),$$

де $n_2 \neq 2$;

C_0 - дослідна константа, отримана при дослідженні зразків з надрізами, що характеризують швидкість поширення тріщини в матеріалі ролика;

$$F_m = 2.5 \text{ (для кільцевої тріщини при } - \frac{\ell_{тріщ}}{R_{нар.род}} = 0.2 \text{)};$$

σ_a - максимальні механічні напруження розтягу, що діють на поверхні ролика за один оберт;

ℓ_n - глибина тріщини, досягнута на другій стадії руйнування;

ℓ_k - критична (гранична) довжина тріщини.

$$\ell_k = 0.16 \frac{K_{1c}^2}{\sigma_{кр}},$$

де K_{1c} - критичний коефіцієнт інтенсивності напружень (КІН) матеріалу ролика;

$\sigma_{кр}$ - найбільші короткочасно діючі напруження на поверхні ролика від механічних навантажень, що виникають при яких-небудь відхиленнях від технологічного режиму.

Для випадку, коли $n = 2$:

$$N_2^0 = \frac{1}{C_0 F_M^2 \sigma_a^2} \cdot \ln \left(\frac{\ell_K}{\ell_n} \right),$$

Довговічність роликів по приведеній вище методиці може бути визначена:

$$t = \frac{N \cdot \pi \cdot D}{Q \cdot t_{нл} \sum_{i=0}^n V_i \eta_i},$$

де $N \cdot \pi \cdot D$ - довжина відлитого за цей час злитка, м;

Q – кількість плавок, проведених за рік роботи;

$t_{нл}$ - середній час розливання однієї плавки, хв;

V_i - швидкість розливання, м/хв;

t - ресурс ролика.

В результаті аналізу літературних даних зроблено наступні висновки:

1) Вивченню теплових процесів, що протікають в циліндричних елементах металургійних машин, присвячено багато наукових праць. Тепловий стан роликів, що обертаються, досліджується, як правило, при постійних значеннях їх теплофізичних характеристик. Оскільки в поверхневих шарах роликів МБЛЗ відбуваються значні коливання температур, то необхідно врахувати залежність щільності, коефіцієнта теплопровідності і питомої теплоємності від температури. Аналітичні вирази для визначення температурного поля роликів, що враховують цю

залежність, дозволять більш повно досліджувати тепловий стан роликів при різних режимах експлуатації.

2) В основному розглядаються термонапруження, що спричинені температурними полями, симетричними щодо осі ролика. Проте, неосесиметричне температурне поле викликає значні термічні напруження в поверхневих шарах ролика і деформацію його осі, що може вплинути на якість злитка, а також на стійкість роликів.

3) На даний час невідомі інженерні методики розрахунку теплообміну і термонапруженого стану роликів, що враховують неосиметричність температурного поля.

На основі сформульованих висновків поставлені наступні завдання досліджень:

- дослідити тепловий стан роликів МБЛЗ при перехідних режимах роботи з урахуванням граничних умов третього роду і кута контакту роликів із злитком;
- розробити математичні моделі, що враховують залежність теплових характеристик матеріалу від температури, за граничних умов третього роду;
- змоделювати термонапружений стан ролика, що обертається, на основі одержаних температурних полів.
- розробити інженерну методику розрахунку теплообміну і термонапруженого стану ролика МБЛЗ за експлуатаційних умов роботи.

2. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

2.1. Експериментальні підходи до оцінки термополів

Відомо, що ролики машин безперервного лиття заготовок (МБЛЗ) мають малу швидкість обертання (~ 1 м/хв.), нагріваються в зоні контакту з заготовкою до $+500\dots 600$ °С, та з протилежного боку охолоджуються водоповітряною сумішшю до $+375$ °С. Циклічні термомеханічні напруження сприяють розтріскуванню поверхні ролика. На даний час перспективним є моделювання термомеханічних напружень в тілі ролика методом скінченних елементів. Але для адекватної оцінки напружено-деформованого стану роликів необхідно мати достовірну інформацію з розподілу температурних полів в тілі ролика, та можливість багаторазового відтворення температурних умов роботи конструкції в лабораторних умовах.

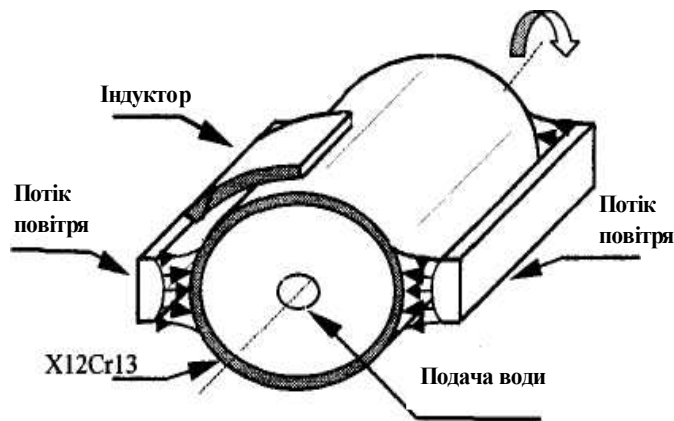


Рис. 2.1. Схема експериментальної установки для випробувань на термічну втому

Циліндричний зразок нагрівається високочастотним індуктором, охолоджується двома потоками стиснутого повітря, що поступає з двох сторін модельного ролика, а також водою, що проходить по осьовому каналу, який співпадає із повздовжньою віссю.

До параметрів, які дозволяють відповідати температурному циклу, що виникає при експерименті, температурному циклу, який є в реальних заводських умовах відносять: швидкість обертання, потік теплового випромінювання, потік охолоджувального повітря та води. Для того щоб перевірити правильність числового теплового моделювання потрібно мати експериментальні дані, що описують теплове випромінювання з різних точок. Тому були підготовлені два однакові циліндри. Один з них обладнаний чотирма термопарами встановленими на різних глибинах- 2,5,17,21 мм. Температурний розподіл крім цього визначили двома інфрачервоними пірометрами. Для того, щоб перевірити правильність цих вимірювань необхідно ввести поверхневу константу коефіцієнта випромінювання, тому ці циліндри були покриті темною фарбою ($s=0,93$)

Фактично, різні і послідовні експериментальні відображення створювалися з вихідного стану (температури навколишнього середовища) до температурного розподілу що стабілізувався в дванадцятому тепловому циклі. Температурний інтервал був встановлений, щоб відповідати типовим промисловим умовам: на поверхні: $180 < T < 500^{\circ}\text{C}$; на глибині 2 мм: $120 < T < 330^{\circ}\text{C}$ і на глибині 20 мм: $90 < T < 130^{\circ}\text{C}$.

Максимальна виміряна температура складала близько 500°C , що є близькою до реального циліндра розміщеного в центральній частині МБЛЗ. Найнижча температура була виміряна поблизу центральної осі і становила 40°C , а також в кінці утвореної лінії.

В другій фазі, дослідження були проведені з максимальною температурою в 700°C для ролика розміщеного на початку МБЛЗ. Після 150 теплових циклів втоми, яким піддавався модельний ролик, з температурою 500°C , а також додаткових ще 100 циклів з найвищою температурою 700°C , тріщин на поверхні циліндра не було виявлено.

Протягом теплової втоми температура кожного елементу об'єму є функцією часу і простору. Тому щоб визначити напруження і поширення деформації в фігурі подібній до циліндра, необхідно знати температурний

розподіл в межах фігури. Також потрібно попередньо визначити термомеханічну поведінку кожного матеріалу використовуючи відповідну модель.

Угорські вчені розробили експериментальне устаткування для випробування на втому за циклічного термовпливу. Протягом експерименту ролик, подібний до тих, що використовуються в ливарному виробництві обертається навколо осі і піддається одночасному високотемпературному нагріванню та охолодженню.

Схематичне зображення використовуваного устаткування показано на рисунку 2.2. Ролик закріплений на осі асинхронного двигуна, піч нагріває частину ролика. Після цього ця поверхня ролика занурюється в розчин холодної води. Протягом циклу поверхня ролика піддається по черговому холодному і гарячому термічному впливу [2].

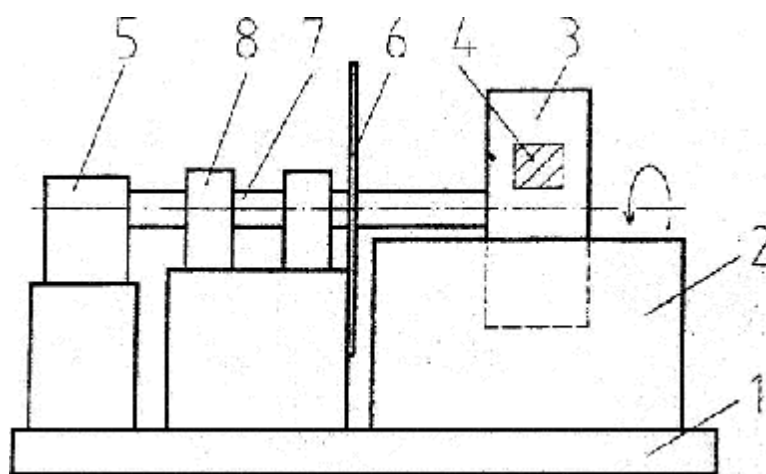


Рис. 2.2. Схема експериментального випробування на термічну втому
1 - основа; 2 - ємкість з водою; 3 - ролик; 4 - нагріта поверхня; 5 -
привід; 6 - відхиляючий пристрій; 7 - вісь; 8 - консоль

Експеримент проводили за наступною методикою:

- поверхню ролика нагрівали до 700°C , не вище за точку температурного перетворення, щоб уникати будь-якої зміни

мікроструктури;

- експеримент здійснювали до появи на поверхності ролика перших тріщин;

- випробування продовжували до досягнення числа циклів між 1000 і 2000;

- число обертів двигуна було між 6 і 8 об/хв.

2.2 Фізична модель ролика МБЛЗ

На даний час перспективним є моделювання термомеханічних напружень в тілі ролика методом скінченних елементів. Але для адекватної оцінки напружено-деформованого стану роликів, а також довговічності роликів в умовах термовтоми необхідно мати достовірну інформацію з розподілу температурних полів в тілі ролика на основі відтворення в лабораторних умовах температурних режимів роботи ролика.

Таблиця 2.1. Механічні властивості сталі 25X1M1Ф

Межа текучості $\sigma_{0,2}$, МПа	Межа міцності σ_b , МПа	Відносне видовження δ_5 , %	Відносне звуження Ψ , %	Ударна в'язкість КСV, МДж/м	Твердість, HRC ₃
750-760	850-870	16-17	50-55	0.6-1.0	23-25

Розроблено установку, що складається з приводу, моделі ролика, що обертається на опорах ковзання, системи нагріву, системи запису даних. Розміри модельного ролика, діаметром і довжиною 200 мм, зменшено в 5 разів порівняно із оригіналом, виготовлений модельний ролик з сталі марки 25X1M1Ф.

В центральній частині ролика виконано охолоджуючий отвір, діаметром 12 мм, в якому на торцевих поверхнях виконано різьбу М12 для закріплення охолоджувальних трубок.

Трубки встановлено в підшипниках ковзання, нерухомо закріплених на стійках, в тильній частині якого виконано штуцер із підведеними водяними шлангами.

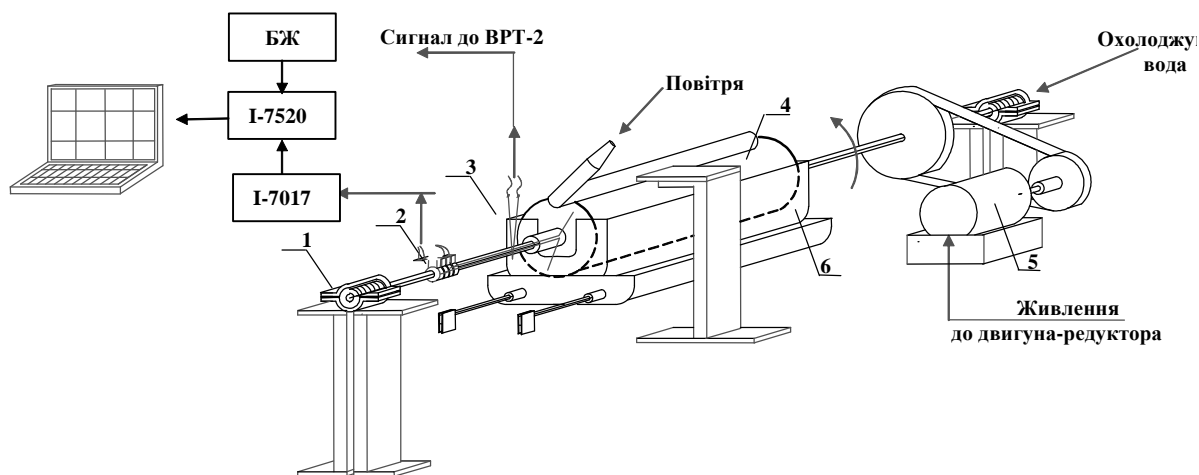


Рис. 2.3 - Схема фізичної моделі ролика МБЛЗ

1-підшипник ковзання; 2-колектор з графітовими щітками; 3-термопари; 4-ролик; 5-двигун-редуктор; 6-ємкість з розплавом солі

Така конструкція дозволяє уникнути намотування шлангів. Привід установки здійснюється через синхронний двигун з редуктором типу СД-54 та плоскопасову передачу. Частота обертання модельного ролика становить 0,01 Гц, що відповідає експлуатаційним умовам.

Заміри температурного поля ролика проводили по розробленій методиці хромель-копелієвими термопарами, які закладалися в спеціальні пробки. Діаметр термопарного проводу складав 0,4 і 0,45 мм. Кожний термоелектрод і сама термопара мали теплостійку (до 600 °С) ізоляцію. Пробки виготовляли із матеріалу ролика. Під їх запресування виготовляли спеціальні гнізда.

2.3 Методика запису термічного циклу в режимі реального часу

До параметрів, які дозволяють відповідати температурному циклу, що виникає при експерименті, температурному циклу, який є в реальних заводських умовах відносять: швидкість обертання, потік теплового випромінювання, потік охолоджувального повітря та води.

Підготовка до експерименту полягала у застосуванні вимірювання сигналів температури за чотирма вимірювальними каналами, зберігання одержаних даних .txt форматі, візуалізації даних вимірювань у режимі реального часу. Крім того, було проведено попередній аналіз та вивчення попередніх експериментів і запису інформації, отриманої під час налагоджування системи з метою уникнення похибок запису даних та тарування.

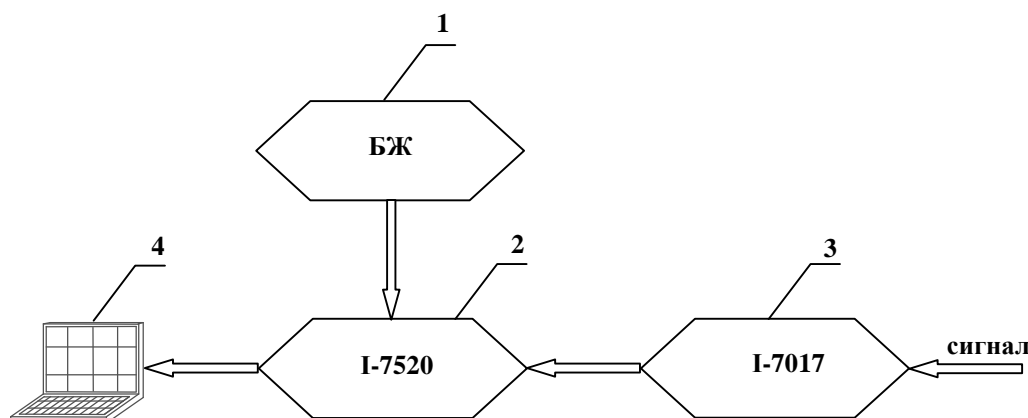


Рис. 2.4 - Схема запису термічного циклу в режимі реального часу

1 - блок живлення; 2 - інтерфейсний модуль; 3 - 8-ми каналний модуль АЦП; 4 - ЕОМ типу Pentium II

Термопари для вимірювання температурних полів в тілі ролика МБЛЗ винесені за межі зони нагріву та припаяні до мідних кілець колектора, з яких сигнал через графітові щітки передається до блоків модуля I-7017F,

що є восьми - канальним модулем АЦП (швидкість вимірювання 10 вим./с.) для аналогових входів 10 В з виходом на шину RS 485 (рис. 2.2).

Інтерфейсний модуль I-7520 з'єднує систему запису даних з ЕОМ типу Pentium II. Модулі системи (напруга 24 В, струм +1,5 А) живляться від блоку живлення (БЖ). Дана схема дозволяє здійснювати неперервний зйом даних за 4-ма каналами. Розроблена установка, має ряд переваг порівняно із відомими аналогами, зокрема: більш точно відтворено умови нагрівання поверхні ролика. Забезпечено високу точність регулювання термічного циклу.

Максимальна робоча температури ролика забезпечується зануренням у ємкість із розплавом солі KNO_3 . Внаслідок того, що температура плавлення даної солі становить $339^{\circ}C$, в робочому діапазоні забезпечується стабільний нагрів ролика. Заданий температурний режим під час випробувань забезпечується високоточним регулятором температури типу ВРТ-2 з ХА термопарою, зануреною в ємкість. Похибка регулювання термопарі становить $\pm 1^{\circ}K$. Візуальний контроль температури здійснюється цифровим вольтметром. Поверхня ролика охолоджується повітрям через форсунку, що являє собою трубку діаметром 22 мм із поздовжньою щілиною шириною 2 мм розміщеною паралельно до осі ролика, а також проточною водою, що проходить по осьовому каналу, який співпадає із поздовжньою віссю.

Відносну відстань форсунки від поверхні модельного ролика встановлювали в межах 2-13 мм, кут між напрямом потоку повітря і нормаллю до поверхні ролика вибирали рівним $\varphi = 70^{\circ}$. При збільшенні діаметра форсунки та при $\varphi > 30^{\circ}$ збільшення інтенсивності тепловіддачі не спостерігали.

Повітря до форсунки подається від компресора типу ТР 209. Задана температура верхньої частини ролика забезпечується регулюванням тиску та витрат повітря на виході компресора.

Охолодження ролика проводили потоком стиснутого повітрям від компресора типу TR209. При нормальній роботі компресор керується регулятором тиску. Вихідний тиск стиснутого повітря регулювали з допомогою регулювального клапана. Даний компресор може автоматично зупиняти роботу, коли тиск зростає до максимуму, і знову запускатися, коли тиск зменшується до мінімуму. Номінальний тиск встановлюється автоматично при роботі. Як тільки двигун компресора виключався, стиснуте повітря з нагнітальної труби стравлювали через клапан під переключателем. Це було обов'язковою умовою перезапуску, для того, щоб недопустити пошкодження двигуна компресора. Номінальний тиск відрегулювали з допомогою регулювального болта переключателя і встановили на рівні 0,2 МПа. Повітря компресором забиралася з приміщення з температурою в межах 20-22 °С.

Приміщення в якому проводили дослідження було чистим, сухим і провітрюваним.

При дослідженнях локального теплообміну параметри теплообміну змінювалися в межах: швидкість потоку $\omega_0 = 22 \div 78$ м/с; число Рейнольдса для даного циліндра і швидкості ω_0 складає $Re_D = 1,68 \cdot 10^5 \div 5,95 \cdot 10^5$; відносна відстань від сопла до поверхні циліндра складала 5 мм.

2.4 Дослідження температурного режиму роликів в умовах експлуатації

Вимірювання температур проводили на нижньому ролику діаметром 310 мм. Ролик має внутрішнє і зовнішнє охолодження. Підвід і відвід води для внутрішнього охолодження роликів здійснювався з сторони проміжку сусідньої машини. Це дозволило вивести термопарні проводи через глуху

шийку ролика, торцеву шайбу і кришку підшипника на зовнішню сторону машини [4].

Заміри температурного поля ролика проводили по розробленій методиці хромель-копелієвими термопарами, які закладалися в спеціальні пробки. Діаметр термопарного проводу складав 0,4 і 0,45 мм. Кожний термоелектрод і сама термопара мали теплостійку (до 600 С) ізоляцію. Пробки виготовляли із матеріалу ролика. Під їх запресування виготовляли спеціальні гнізда. Пробки і розміщення термопар в них представлені на рис. [4].

Потрібно відмітити, що термопари, що виходять на торець пробки, були зварені з шариком діаметром 1,3-1,4 мм на кінці. Шарик зачеканювали в похилий отвір діаметром 1,2 мм, після чого торець пробки відпилювали. В результаті цього шарик деформувався і можна вважати, що термоелектроди розміщуються на відстані 1 мм від торця пробки. Всі решта термопар були стрічкового типу, тобто термоелектроди розклепували до товщини 0,1 мм і приварювали контактним зварюванням до пробки. Після приварювання і зачеканювання термопари укладали у відповідні пази пробок і обробляли термостійкою масою.

Для виводу термопарних проводів від пробок, в тілі ролика з сторони глухої шийки було просвердлено отвір діаметром 20 мм з віссю, розміщеною на відстані 44 мм від центра ролика на глибину 1180 мм (рис. 2.3). Осьовий канал з'єднували з поверхнею ролика п'ятьма радіальними отворами діаметром 15 мм. Три отвори призначені під термокорка діаметром 20 мм, свердлили раніше, ніж отвори для пробок діаметром 22 мм. Отвори розточували до 20 мм на глибину 50 мм. Пробки запресовували з натягом 0,5-0,6 мм.

Після того з натягом приблизно 0,7-0,8 мм наділи кільця, перекривши дві пробки, а третю розмістили між кільцями.

Підготовлений таким чином ролик, дозволяв визначати температуру без значних викривлень температурного поля.

Для запису показів термопар використовували осцилограф Н-117 з гальванометрами типу М017-400. Попередньо провели тарування термопар, розміщених в пробках, в печі в інтервалі температур 0-600 °С через 50 °С з записом на осцилографі. Температуру пробок в печі при таруванні контролювали хромель-копелевою термопарою по потенціометрі ПП-63. За даними тарування будували тарувальні графіки для кожної термопари.

Видовження термопар, виведених на торець ролика після запресування термокорків, здійснювали через штепсельний роз'єм проводом МГТФ-0,14, який намотували на котушку і проводом МЛП-02 від котушки до осцилографа. Таким чином підключення термопар до осцилографа здійснювали без струмознімного пристрою. При обертанні ролика, з'єднувальний кабель намотувався на котушку, закріплену на трубі приєднаної до торця ролика. Після намотування на котушку повної довжини кабелю роз'єднували штепсельний роз'єм від термопар, звільняли стопор котушки і розмотували кабель. Час безперервного запису між двома послідовними відключеннями котушки складав 4,5 години при швидкості лиття 0,6 м/хв.

Одночасно з показами термопар записували на стрічці осцилографа кут повороту ролика. Цим реєстрували швидкість лиття і положення термокорків по відношенню до точки дотику ролика з злитком. В якості змінного опору використовували провідник з високим питомим опором, закріпленому на великому діаметрі котушки, який при обертанні котушки дотикався нерухомого контакту. Електроживлення подавали від джерела постійного струму, закріпленого на торці котушки [5].

Запис показів термопар здійснювали безперервно протягом 7 годин, при розливанні перших чотирьох плавок сталі при швидкості лиття 0,6 м/хв. Така швидкість обумовлена технологією лиття після виходу установки з ремонту.

Дослідженням встановлено, що в процесі розливання в ролик мала місце циклічна зміна температури.

Робота присвячена розробці випробувального стенду (фізичної моделі ролика) що дозволяє відтворювати термонавантажування конструкції.

2.5 Аналітичні підходи до оцінки термічних напружень в тілі ролика МБЛЗ

Підґрунтям методів та підходів пропонуваних у цій роботі є математичні описи та моделі, розроблені відомими російськими вченими Летавіним М. І., Голіциною О. В. (ЧДТУ, м. Череповець) [10-14]. Відповідно до методів, запропонованих цими фахівцями, температурне поле під час обертання ролика МБЛЗ динамічно змінюється за різних швидкостей лиття та значень кута контакту поверхні ролика із заготовкою.

Оскільки довжина ролика є набагато більшою за діаметр, центральну частину ролика через зміни температури вздовж осі ролика можна ігнорувати. Це також дає підстави розглянути рівномірність теплопровідності у аналізованому перерізі. Враховуючи температурну залежність теплофізичних властивостей ролика та нелінійні граничні умови третього типу, побудовано математичну модель квазістаціонарного теплового стану ролика. Осесиметричну складову зовнішнього температурного поля описано одновимірною задачею теплопровідності та третім типом граничних умов, які розглядають контактний та конвективний теплообмін, а також й променевий теплообмін.

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \frac{1}{r'} \frac{\partial}{\partial r'} \left(r' \frac{\partial T}{\partial r'} \right), \quad 0 < r' < R \quad (2.1)$$

$$T(r', 0) = T_0 \quad (2.2)$$

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial r'} = \alpha_3 (T - T_3), \quad r' = R, \quad (2.3)$$

де $\alpha_3 = (\alpha_{\text{конт}} \varphi_1 + \alpha_{\text{конв}}^{(2)} \varphi_3 + \sigma \varphi_2 T_{p0}^3) / (2\pi)$ - приведений коефіцієнт теплопередачі, $T_3 = (\alpha_{\text{конт}} T_c \varphi_1 + \alpha_{\text{конв}}^{(2)} T_6^{(2)} \varphi_3 + \sigma \varphi_2 T_c^4) / (2\pi \alpha_3)$ - приведена температура, $T_{p0} = (T_p + T_0) / 2$, T_p - усереднена температура ролика МБЛЗ на поверхні. Рівняння (2.1) - (2.3) було розв'язано методами математичного аналізу, шляхом обчислення диференціальних та певних типів інтегральних операторів та розв'язку рівнянь, що містять ці оператори.

Отримано аналітичний вираз описує вісесиметричну складову температурного поля окремого ролика МБЛЗ, за різних значень радіальної координати та часу контакту ролика із поверхнею слябової заготовки. В якості прикладу використано металевий суцільнокований ролик зовнішнім діаметром 300 мм. Припускали що ролик мав лише зовнішнє охолодження. Нагрів ролика до напівусталеного стану змодельовано за тривалості 30 хв.

За аналізом одержаних закономірностей встановлено, що зростання кута контакту поверхні ролика зі слябом, зменшує час, потрібний для стабілізації його температури та набуття усталеного стану. Це тому, що ролик швидко нагрівається й градієнт температур у його перерізі знижується. Осесиметрична компонента поля температури ролика МБЛЗ може бути оцінена наступним чином:

складова температурного поля порожнистого ролика виражається наступним рівнянням.

Аналіз результатів розрахунку показує, що чим більший кут контакту із злитком, тим коротший час, необхідний для переходу валка в стійкий стан. Це тому, що ролик швидко нагрівається. Вісесиметрична складова температурного поля порожнистого ролика обчислена за рівнянням (2.1) з урахуванням умов $R_1 < r' < R_2$ та (2.2). Крім того, брали до уваги й граничні умови:

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial r'} = \alpha_{\text{конв}}^{(1)} (T - T_6^{(1)}), r' = R_1; \quad -\lambda \frac{\partial T}{\partial r'} = \alpha_3 (T - T_c), r' = R_2;$$

За цих умов $\alpha_{\varphi} = \left(\alpha_{\text{конт}} \varphi_1 + \sigma \varphi_2 (T_{p0}^2 + T_c^2) (T_{p0} + T_c) \right) / (2\pi)$,
 $T_{p0} = (T_0 + T_{p2}) / 2$, T_{p2} - середньозважена температура на поверхні ролика МБЛЗ за стабільного режиму лиття.

Рівняння розв'язано методом з застосуванням методів операційного числення. Проаналізовано вплив значень значення кута контакту із слябом на геометрію поля осесиметричної складової епюри розподілу температур ролика МБЛЗ із внутрішнім охолоджувальним отвором.

В якості важливого результату варто відзначити те що зростання кута контакту ролика знижує час стабілізації температурних полів ролика МБЛЗ. При цьому квазістаціонарне поле стабілізує свій розподіл у перерізі ролика.

Вивчено основні закономірності взаємозв'язку часу та координати $r = r' / R_2$ для переходу ролика в квазістаціонарний режим експлуатації. Слід підкреслити, що не сягає максимуму у його центральній частині, на відміну від суцільнокатаного порожнистого ролика. Квазістатичне Температурне поле ролика МБЛЗ, приймають квазістаціонарним і описують системою рівнянь, у фіксованій, нерухомій системі координат:

$$\omega c(T) \rho(T) \frac{\partial T}{\partial \varphi} = \text{div}(\lambda(T) \text{grad } T), \quad 0 < r' < R, \quad \varphi \in [-\pi, \pi) \quad (2.4)$$

$$-\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial r'} = f(\varphi, T), \quad r' = R, \quad (2.5)$$

де $f(\varphi, T)$ функція праворуч від граничної умови (2.5) відповідає за контактну конвекцію та зовнішній променевий теплообмін. Теплофізичні властивості ролика визначаються розподілом температурного поля. Розв'язки рівнянь (2.4) та (2.5) одержано методом сингулярних збурень й записано наступним чином:

$$T(r, \varphi) = X^{-1} \left(u_0 + \varepsilon u_1 + 2\varepsilon \sum_{k=1}^{+\infty} \text{Re} \left[\frac{\Psi_k}{\lambda_k^{(2)}} \exp(\lambda_k^{(2)} t^{(2)} + i k \varphi) \right] \right),$$

де $r = r' / R$, $\Psi_k = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(\varphi, T_2^*) e^{-ik\varphi} d\varphi$. Сталу u_0 обчислено з розв'язку

нелінійного рівняння $\frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(\varphi, T_2^*) d\varphi = 0$. Сталу u_1 записано як:

$$u_1 = -2 \int_{-\pi}^{\pi} \frac{\partial f(\varphi, T_2^*)}{\partial \theta} \sum_{k=1}^{+\infty} \operatorname{Re} \left[\frac{\Psi_k}{\lambda_k^{(2)}} \exp(ik\varphi) \right] d\varphi \cdot \left\{ \int_{-\pi}^{\pi} \frac{\partial f(\varphi, T_2^*)}{\partial \theta} d\varphi \right\}^{-1}.$$

Моделювали традиційний для металургії ролик МБЛЗ. Припускали, що його виготовлено з відомої сталі 25Х1МіФ. Для розрахунків прийнято, що ролик мав радіус 150 мм. За різної швидкості лиття та кутів контакту злитка отримано залежність поля температури ролика від радіальних та кутових координат. На рис. 2.5 показано залежність розподілу поля температур ролика від кутових координат. Максимальну температуру поверхні ролика обчислено на краю ділянки контакту з слябом. Швидкі підвищення температури відбуваються лише в тонкому поверхневому шарі, що оточує зону контакту, що повністю співпадає з експлуатаційними даними.

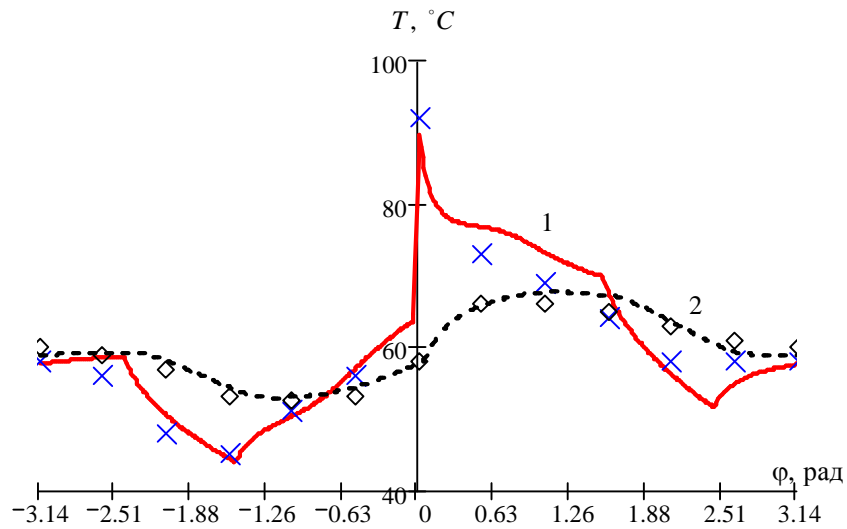


Рис. 2.5 Взаємозв'язок між температурою та кутовими координатами суцільнокованого (суцільнолитого) ролика МБЛЗ: температура 1,2- температура у тілі ролика на глибинах 2 мм та 11,5 мм (дані обчислень); +, \diamond -2 мм на відстані 11,5 мм від поверхні (експлуатаційні вимірювання).

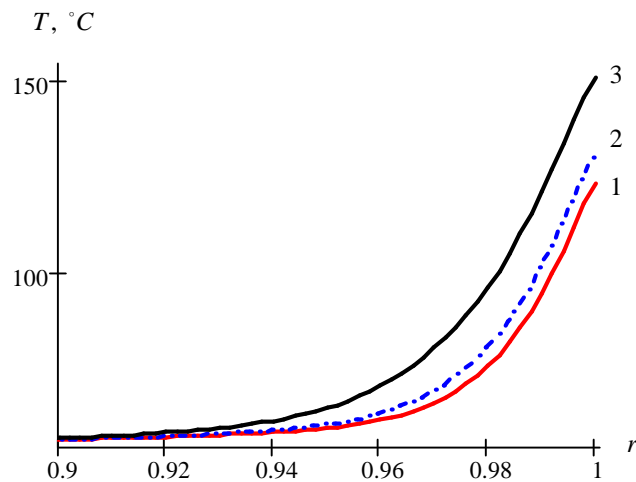


Рис. 2.6 Вплив швидкостей лиття на розподіл температур в тілі монометалевого ролика МБЛЗ для різних радіальних координат $\varphi = 0$: 1 - $v = 1$ м/хв; 2 - $v = 0,8$ м/хв; 3 - $v = 0,5$ м/хв

Із збільшенням віддалі від поверхні коливання температури зменшуються, й фактично зникають на віддалі половини радіусу ролика. Аналізуючи результати обчислень помітно що зростання швидкості лиття спричиняє зниження температури поверхні, і перепаду температур у поверхневому шарі (рис. 2.6). Зростання величини куту контакту між роликком та слябом збільшує максимальну температуру поверхні, проте

знижує градієнт. Наближаючись до центру, температурне поле стає вісесиметричним.

2.6. Виявлення впливу температурно-силових факторів на поведінку ролика МБЛЗ

Проаналізуємо залежність значень температурних напружень від радіальної та кутової координат за попередньо заданих значень швидкості лиття та кута контакту слябу із роликом. Одержані результати свідчать, що за заданих умов найбільшу небезпеку становлять тангенціальні та осьові жнапруження. Дотичні напруження та радіальні напруження за величиною є набагато меншими осьових та тангенціальних. Збільшенням швидкості лиття зумовлює зниження значень максимального та мінімального напружень, а зростання кута контакту ролика зі слябом зумовлює ріст значень максимальних напружень стиску за незмінних значень мінімальних напружень стиску. Температурне напруження бочки ролика МБЛЗ обчислювали за такою формулою:

$$\sigma_r = \frac{1}{r} \left(\frac{\partial F}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial^2 F}{\partial \varphi^2} \right), \quad \sigma_\varphi = \frac{\partial^2 F}{\partial r^2}, \quad \sigma_{r\varphi} = -\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial F}{\partial \varphi} \right) \quad (2.6)$$

де $F = F(r, \varphi)$ - функція напружень визначена за розв'язком задачі некогерентної квазістаціонарної теорії термопружності:

$$\Delta_{r,\varphi}^2 F + D \cdot \Delta_{r,\varphi} T = 0, \quad 0 < r < 1, \quad \varphi \in [-\pi, \pi) \quad (2.7)$$

$$F = 0, \quad \frac{\partial F}{\partial r} = 0, \quad r = 1, \quad \varphi \in [-\pi, \pi), \quad (2.8)$$

де T - поле температур ролика, яке визначили з урахуванням змін температурної залежності теплофізичних властивостей матеріалу ролика.

Задачі (2.7) та (2.8) розв'язували за результатами сумування рядів. Одержані результати було використано при розв'язку залежності (2.6). Результатом обчислень є функція опису температурних напружень.

$$\begin{aligned}\sigma_r &= \frac{\varepsilon^2 D}{\lambda(T_2^*)} \sum_{k=1}^{\infty} \operatorname{Re} \left(\frac{\Psi_k}{(\lambda_k^{(2)})^2} \left[(k-k^2)r^{k-2} + (k^2-k-2)r^k + 2 \exp(\lambda_k^{(2)} t^{(2)}) \right] e^{ik\varphi} \right), \\ \sigma_\varphi &= \frac{\varepsilon^2 D}{\lambda(T_2^*)} \sum_{k=1}^{\infty} \operatorname{Re} \left(\frac{\Psi_k}{(\lambda_k^{(2)})^2} \left[k(k-1)r^{k-2} - (k+2)(k+1)r^k \right] e^{ik\varphi} \right) - \\ &\quad - 2 \frac{\varepsilon D}{\lambda(T_2^*)} \sum_{k=1}^{+\infty} \operatorname{Re} \left[\frac{\Psi_k}{\lambda_k^{(2)}} \exp(\lambda_k^{(2)} t^{(2)} + ik\varphi) \right], \\ \sigma_{r\varphi} &= -\frac{\varepsilon^2 D}{\lambda(T_2^*)} \sum_{k=1}^{\infty} \operatorname{Im} \left(k \frac{\Psi_k}{(\lambda_k^{(2)})^2} \left[(1-k)r^{k-2} + (k+1)r^k - 2 \exp(\lambda_k^{(2)} t^{(2)}) \right] e^{ik\varphi} \right), \\ \sigma_z &= \sigma_r + \sigma_\varphi = -4 \frac{\varepsilon^2 D}{\lambda(T_2^*)} \sum_{k=1}^{\infty} \operatorname{Re} \left(\frac{\Psi_k}{(\lambda_k^{(2)})^2} \left[(k+1)r^k + 2 \exp(\lambda_k^{(2)} t^{(2)}) \right] e^{ik\varphi} \right) + \\ &\quad - 2 \frac{\varepsilon D}{\lambda(T_2^*)} \sum_{k=1}^{+\infty} \operatorname{Re} \left[\frac{\Psi_k}{\lambda_k^{(2)}} \exp(\lambda_k^{(2)} t^{(2)} + ik\varphi) \right].\end{aligned}$$

Було встановлено, що за розглянутих експлуатаційних умов мінімальне еквівалентне напруження виникає у роликах МБЛЗ зі сталі 25Х1М1Ф. вони не перевищують умовної межі текучості цього матеріалу. Для зменшення еквівалентного термічного напруження роликів МБЛЗ рекомендовано збільшення швидкості лиття слябової заготовки. Температурні напруження у тілі ролика з внутрішнім охолодженням оцінювали за залежностями (2.6) - (2.8) та станом внутрішньої поверхні охолоджувального каналу:

$$F = r_1(l_1 + l_2 \cos\varphi + l_3 \sin\varphi), \quad \frac{\partial F}{\partial r} = l_2 \cos\varphi + l_3 \sin\varphi, \quad r = r_1, \quad \varphi \in [-\pi, \pi].$$

Сталі l_1 , l_2 и l_3 обчислювали з умови сумісності переміщень:

$$\begin{aligned}\int_{-\pi}^{\pi} r \frac{\partial}{\partial r} (\Delta F + DT) d\varphi &= 0, \quad r = r_1; \\ \int_{-\pi}^{\pi} r \left(r \sin\varphi \frac{\partial}{\partial r} - \cos\varphi \frac{\partial}{\partial \varphi} \right) (\Delta F + DT) d\varphi &= 0, \quad r = r_1;\end{aligned}$$

$$\int_{-\pi}^{\pi} r \left(r \cos \varphi \frac{\partial}{\partial r} + \sin \varphi \frac{\partial}{\partial \varphi} \right) (\Delta F + DT) d\varphi = 0, \quad r = r_1.$$

Тоді, значення осьових напружень будуть рівними:

$$\sigma_z^{(2)} = \sigma_z^{(1)} - \frac{r}{J} (M_x \sin \varphi + M_y \cos \varphi),$$

$$\text{де } \sigma_z^{(1)} = \sigma_z - \frac{1}{\pi(1-r_1^2)} \int_{-\pi}^{\pi} d\varphi \int_{r_1}^1 r \sigma_z dr, \quad \sigma_z = \nu(\sigma_r + \sigma_\varphi) - E\alpha_T(T - \bar{T}_0),$$

$J = \pi(1-r_1^4)/4$ - величина осьового моменту інерції перерізу,

$$M_x = \int_{-\pi}^{\pi} d\varphi \int_{r_1}^1 r^2 \sigma_z \sin \varphi dr, \quad M_y = \int_{-\pi}^{\pi} d\varphi \int_{r_1}^1 r^2 \sigma_z \cos \varphi dr$$
 - згинальні моменти, зумовлені

впливом неоднорідності деформування; $\sigma_z^{(1)}$ вздовж x , y , які співпадають з центром ролика у його поперечному перерізі; \bar{T}_0 - середня температура січення ролика.

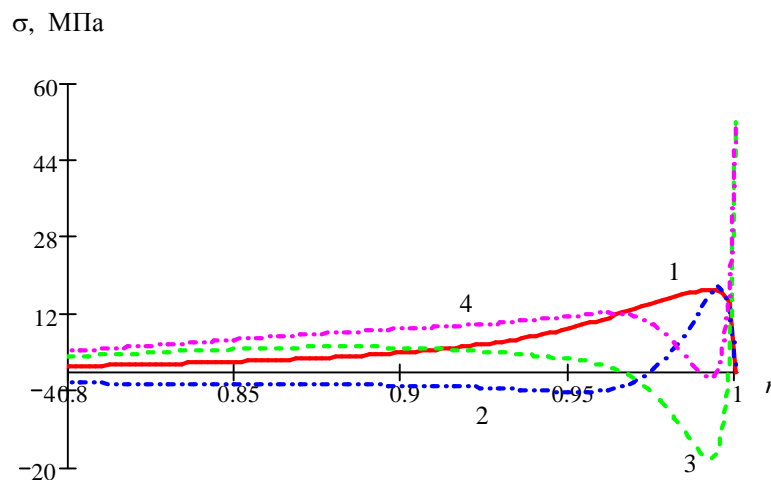


Рис. 2.7. Залежність між величиною напружень в суцільнокованому (суцільнолитому) ролику і радіальною координатою перерізу $\varphi = 0$: 1 - σ_r ; 2 - $\sigma_{r\varphi}$; 3 - σ_φ ; 4 - σ_z

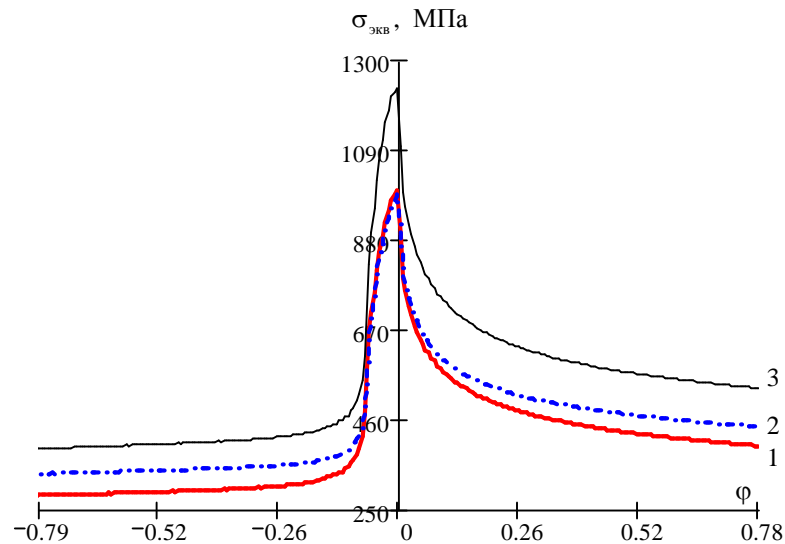


Рис. 2.8. Еквівалентні напруження ролика МБЛЗ з центральним охолоджувальним отвором залежно від кутових координат для сталей: 1-25X1M1Ф, 2-15X13MФ, 3-35X.

Температурні деформації ролика з охолоджувальним отвором обчислювали з урахуванням значень моментів згинання:

$$f_x = M_y l_c (2L - l_c) / (8 E J R_2),$$

$$f_y = M_x l_c (2L - l_c) / (8 E J R_2),$$

де L - довжина бочки ролика; l_c - ширина поперечного січення слябу; f_x - прогин від поверхні злитка по дотичній; f_y - прогин до поверхні злитка по нормалі.

В результаті аналітичного дослідження експлуатаційних умов праці роликів МБЛЗ було узагальнено опис геометрії температурних полів на основі фізично коректних математичних моделей і обробки даних температурного поля для роликів з різних матеріалів з урахуванням зростання швидкості лиття слябової заготовки.

3. КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

3.1. Методика досліджень тріщиностійкості за низькочастотного навантаження

Особливість експериментальних досліджень, результати яких відображені в даному звіті полягає в тому, що згідно програми досліджень необхідно виконати значний обсяг випробувань, крім того, в процесі виконання експерименту виникають задачі в отриманні великих інформаційних масивів силових та деформаційних параметрів з малою часовою дискретністю. Це зумовило необхідність розробки спеціальних методик дослідження, а також методик автоматизації експерименту та машинної обробки його результатів.

Методика охоплює дослідження починаючи від вибору об'єкта та визначення механічних характеристик матеріалу і закінчуючи розрахунком силових, енергетичних та деформаційних параметрів механіки руйнування.

В зв'язку з цим виникає необхідність отримання даних випробувань, що описують закономірності росту втомних тріщин, їх візуалізації, зберігання та накопичення.

Випробування на циклічну тріщиностійкість матеріалів можна здійснювати з використанням як електрогідравлічної випробувальної машини СТМ-100, а також модернізованої електромеханічної машини ЕР-100.

Сервогідравлічна випробувальна машина СТМ-100, розроблена в авіаційному науково-технічному комплексі (АНТК) імені О. К. Антонова (м. Київ). За допомогою даного комплексу можна реалізовувати наступні режими випробувань:

статичний розтяг - стиск в межах 0...100 кН;

циклічне навантаження в межах ± 80 кН.

Діапазон робочої частоти лежить в межах 0,005...100 Гц, який можна задавати як від комп'ютера так і від зовнішнього генератора, який під'єднується безпосередньо до машини.

Керування випробуваннями може здійснюватись за наступними параметрами: деформацією (E), зусиллям (F) і переміщенням штока (S), що дає змогу реалізовувати жорстке та м'яке навантаження з наступними формами циклу: прямокутною, синусоїдальною або лінійною.

Передбачено масштабування керуючого параметру в наступних діапазонах: 1:1; 2:1; 5:1. Випробувальний комплекс дає можливість реєструвати вимірювальні величини F, S, E на магнітоносій, також діаграми деформування і руйнування пишуться на двохкоординатний самопишучий потенціометр.

Похибка величини підтримування задаючого каналу та похибка контрольованих величин не перевищує 1 % від максимального значення встановленого масштабного діапазону.

При випробуваннях з використанням електромеханічних машин при дуже малій пластичності матеріалу важко отримати плавне відпрацювання заданого закону навантаження зразка внаслідок постійної роботи приводу, зміни моменту навантаження і стрибкоподібності переходу від тертя спокою до тертя ковзання. В таких умовах роботи машини, що називаються, згідно з [4], екстремальними, використання в якості навантажувального пристрою електромеханічної машини із гвинтовим механізмом, приводить до необхідності зміни швидкості двигуна в процесі циклу навантаження зразка, для компенсації відхилень від заданого закону навантаження зразка.

Оскільки у кінематичному ланцюгу між двигуном і місцем з'єднання гвинта з нижньою траверсою, у якій встановлений захоплювач, є роз'єднання та редуктори, які мають деякі зазори та люфти, то при реверсуванні виникає тертя у механічних передачах. Це приводить до втрат часу на їх вибірку, до зменшення міри чутливості і динамічної

точності управління навантаженням, до збільшення часу регулювання системи і похибок у відпрацюванні закону навантаження зразка, що знижує точність даних, отриманих у ході експерименту.

Вирішено проблеми плавного відпрацювання заданого закону навантаження зразка матеріалу шляхом модернізації механічної гвинтової машини FP100. Описано також систему запису даних, автоматичного накопичення інформації та візуалізації результатів експерименту.

Особливістю запропонованої системи є успішне поєднання та взаємне доповнення аналогових та цифрових методів керування процесом циклічного навантаження зразка, яке дозволило оптимізувати швидкість навантаження та зменшити похибку сигналу відпрацювання.

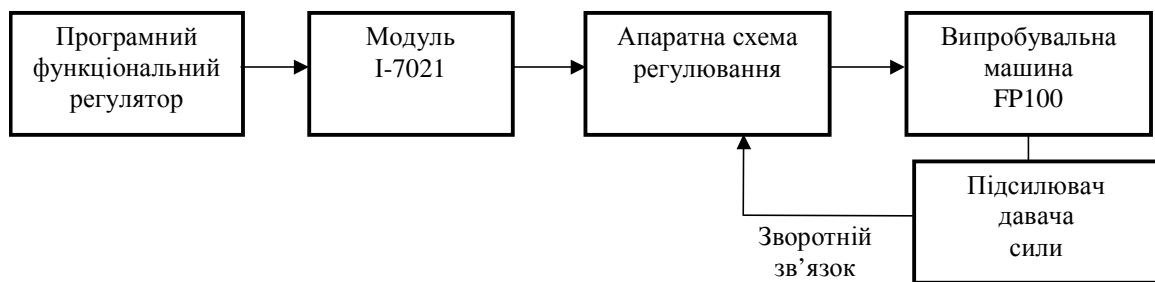


Рис. 3.1. Структурна схема управління процесом циклічного навантаження

Для запису інформації, отриманої під час випробувань, використовували систему «I-7000», що призначена для підготовки вимірювального експерименту, проведення вимірювань за 10 вимірювальними каналами (два канали тензодавачів та до 8 аналогових сигналів), накопичення результатів в текстовій формі, візуалізації вимірюваних даних в режимі реального часу (режим осцилографа), візуалізації показів раніше проведених експериментів, оформлення та друкування результатів досліджень.

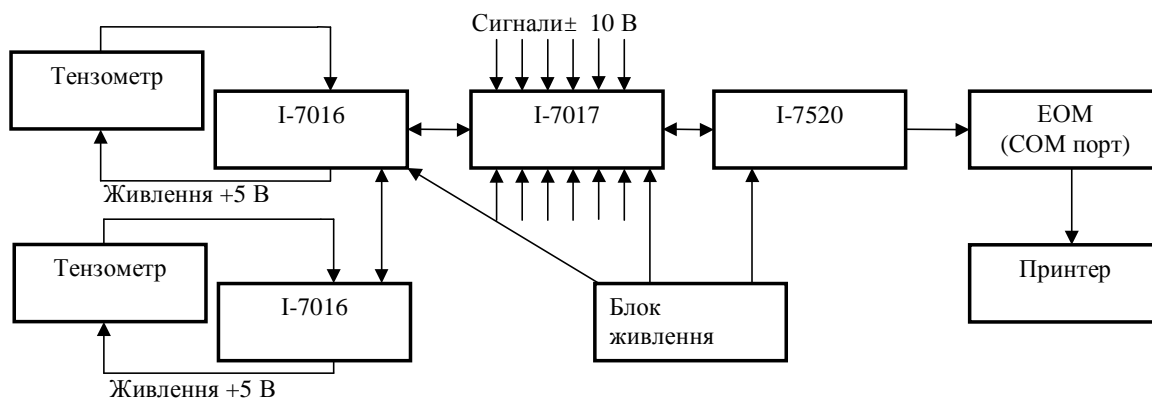


Рис. 3.2 Структурна схема зйому даних у процесі експерименту із використанням програми I-7000

Вимірювальна система «I-7000» дозволяє здійснювати неперервний зйом даних за 4-ма каналами (2 тензометричних мостових давачі (тензометри), а також сигнали завдання та відпрацювання сили, з допомогою модуля I-7017F, що є 8-ми канальним модулем АЦП (до 10 вим/сек) для аналогових входів 10 В з виходом на шину RS-485.

Зйом даних з тензодавачів забезпечують два АЦП I-7016, які подають напругу живлення на тензометри, аналогоцифрове перетворення вимірювальних сигналів тензодавачів (до 10 вим/сек) та передають дані шиною RS 485. Інтерфейсний модуль I-7520 - модуль конвертора шини RS-232 у RS-485 служить для з'єднання ЕОМ типу Pentium II з операційною системою Windows 2000 з випробувальною електромеханічною машиною FP 100. Живлення здійснюється від блоку живлення для модулів системи (напруга 24 В, струм +1.5 А).

В якості базової використано статичну випробувальну машину FP100. В машині введено схему регулювання, що дозволяє здійснювати управління швидкістю двигуна в залежності від знаку сигнала датчика контрольованого параметра.

Електромеханічна випробувальна машина FP 100 складається з пульта керування та навантажувального пристрою.

Необхідне для цього зусилля створюється двигуном постійного струму. Крутний момент від двигуна через 4 - ступеневий редуктор і через черв'ячні редуктори передається на шпинделі, обертання яких за допомогою двох маточних гайок переміщує нижню траверсу.

Двигун постійного струму керується тиристорним випрямлячем з регулятором та реверсивним перемикачем контактів.

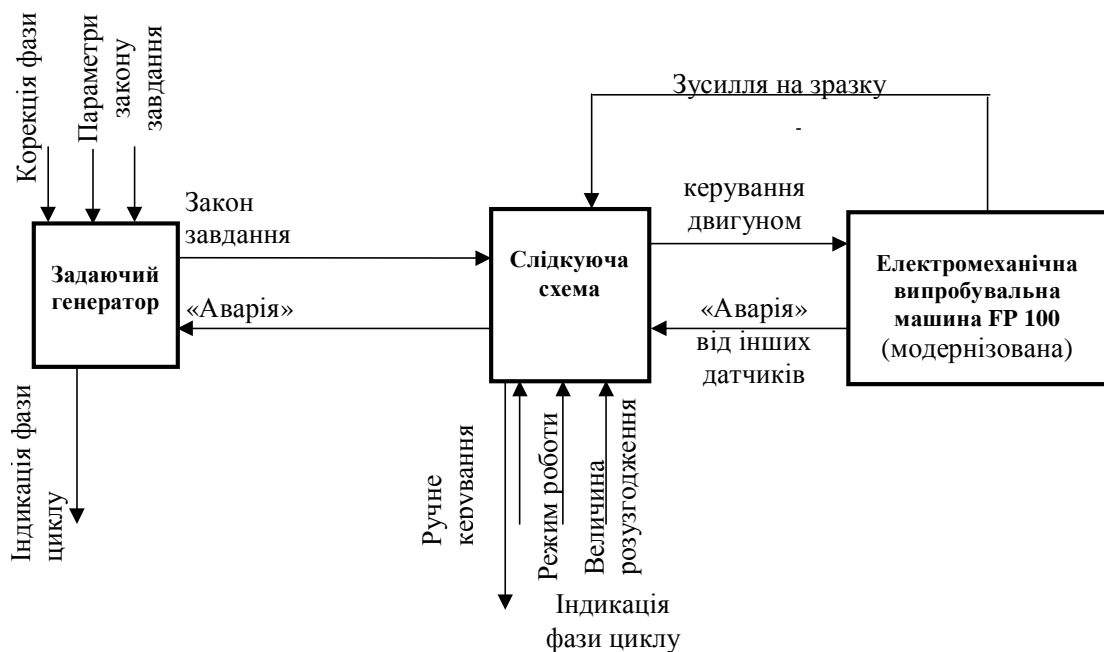


Рис. 3.3. Функціональна схема роботи блоку регулювання циклічного навантаження

Зусилля вимірюється індуктивним давачем переміщення за допомогою змінних електронних перетворювачів. Результати вимірювань неперервно відображаються на шкалі приладу. У машині передбачена визначена послідовність виконання команд, що запобігає неправильному включенню приводу.

Для забезпечення циклічного навантаження розроблено і виготовлено електронний блок керування переміщенням траверси за циклічних умов навантаження (рис. 3.3). Блок підключається замість ручного керування переміщенням траверси при включенні автоматичного режиму роботи.

- формує електричний сигнал керування траверсою відповідно до заданого закону за зусиллям, що виникає на досліджуваному зразку (в разі необхідності є можливість прив'язки заданого закону до переміщення чи інших параметрів дослідження);
- відслідковує похибку заданого та реального законів навантаження, а при перевищенні встановленої величини похибки розузгодження формується команда «Аварія», яка переводить машину у ручний режим роботи. Команда «Аварія» може бути ініційована з інших (зовнішніх) давачів;
- надає можливість зміни параметрів закону переміщення траверси як до початку дослідження, так і під час його проведення;
- в ручному режимі роботи забезпечуються всі можливості ручного керування переміщенням траверси, які були до модернізації. Примусове припинення автоматичного режиму (циклічного навантаження) еквівалентні команді «Аварія». В обох випадках блок забезпечує можливість ручного керування машиною;
- повернення в автоматичний режим (циклічне навантаження) можливе у будь-який момент дослідження, за умови відсутності (або після усунення) похибки заданого і вимірювального сигналу величини зусилля (або інших величин);
- початок роботи установки переводить блок у ручний режим. Це також відбувається і при короткочасному зникненні і появі електроенергії в мережі;

Основною складовою блоку керування є слідкуюча схема. Слідкуюча схема в автоматичному режимі роботи формує сигнал похибки між сигналом завдання і сигналом зусилля (або іншим параметром). Цей сигнал керує швидкістю переміщення траверси. У випадку виявлення великого розузгодження (величина задається) формується команда «Аварія». Це можливо у випадку розриву зворотнього зв'язку всієї системи (електромеханічної).

Слідкуюча схема коректно формує всі сигнали для керування двигуном при зміні напрямку руху або зупинці траверси.

Базова модель випробувальної машини дозволяла здійснювати лише статичне навантаження до максимального зусилля $\pm 10\text{кН}$. Після модернізації випробувальної машини можна здійснювати циклічне навантаження зразка за пилкоподібним, трапецевидним, синусоподібним циклом навантаження. Коефіцієнт асиметрії циклу навантаження $R = \frac{P_{max}}{P_{min}} = 0$, частота навантаження від 0,01 до 0,1 Гц, режим навантаження - м'який ($\Delta P = const$), причому після відключення програми навантаження та блоку регулювання машина виконує свої базові технологічні функції, тобто може використовуватись для статичних випробувань, тут P_{min} та P_{max} - відповідно найменше та найбільше зусилля при циклічному навантаженні; $\Delta P = \Delta P_{max} - \Delta P_{min}$ -розмах зусилля.

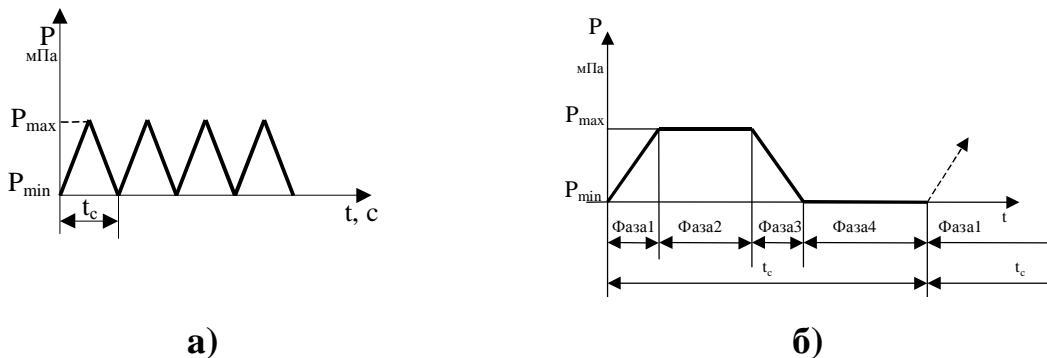
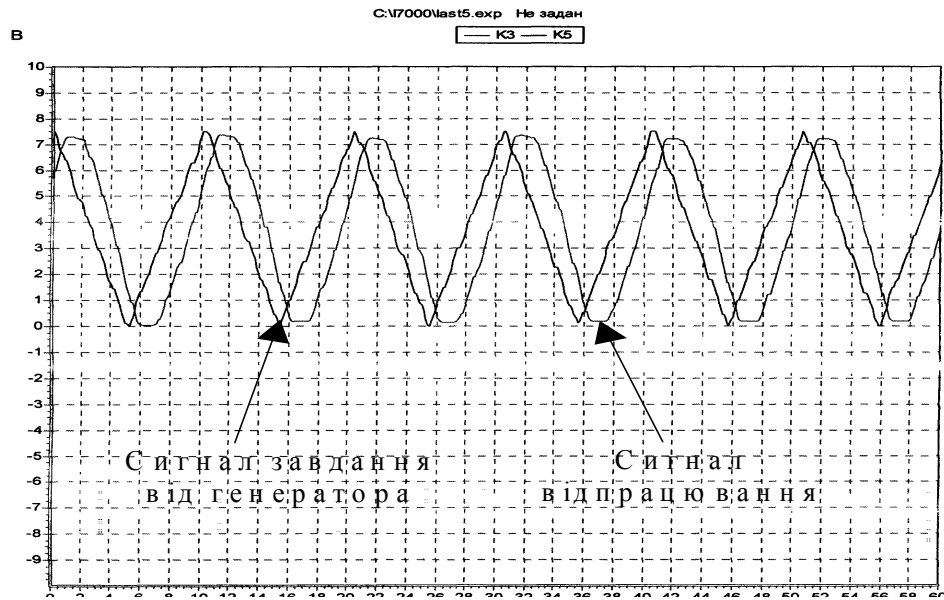


Рис. 3.4. Види сигналів генератора при циклічному навантаженні зразка
а) пилкоподібний цикл; б) трапецевидний цикл

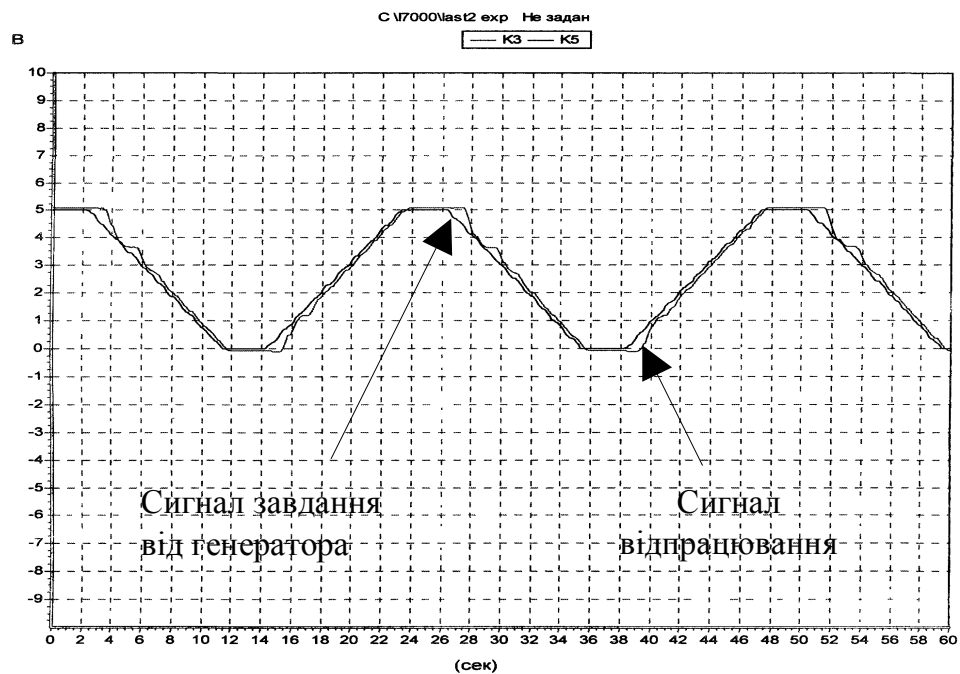
Форма сигналу навантаження (рис. 4) здійснюється програмно, з комп'ютера типу ІВМ Pentium II, форма циклу та частота регулюється. Крім того, програма дозволяє регулювати як тривалість циклу t_c в цілому, так і окремих ділянок навантаження, зокрема часу витримки t_h .

На рис. 3.5а наведений протокол запису окремої ділянки навантаження при пилкоподібному циклі навантаження ($P_{max} = 3,5 \text{ кН}$,

$P_{min} = 0 \text{ кН}$) з частотою 0,1 Гц, з якого видно, що випробувальна машина FR 100 відпрацьовує цикли навантаження відповідно до закону завдання, отриманого з генератора.



а)



б)

Рис. 3.5. Протокол ділянки запису циклічного навантаження в режимі осцилографа

а) при пилкоподібній формі циклу; б) при трапецевидній формі циклу

Система має надійний захист від помилок керування та збоїв в роботі. Це гарантовано послідовністю включення напрямків руху, спрацюванням електричного гальмування, витримуванням всіх захисних проміжків часу між цими переключеннями, що унеможлиблює подачу недозволених комбінацій керуючих сигналів з блоку на випробувальну машину (даний захист передбачений в машині FP100).

Похибка помітна лише на ділянці зміни напрямку навантаження. Час запізнення при зміні напрямку сигналу відпрацювання становить 1,5 секунди, вершина циклу дещо скруглена, що обумовлено неможливістю миттєвої зміни напрямку у кінематичних ланках машини FP 100.

При трапецевидному циклі навантаження (рис. 3.5б) сигнал відпрацювання має нелінійні ділянки на початку зміни напрямку циклу, внаслідок чого верхня та нижня полиця циклу є більшою за задану на 1,5 сек.

Дані, отримані в результаті проведення експерименту, накопичуються на жорсткому диску комп'ютера в txt форматі.

На основі аналізу двох пар зображень були поверхні зразка були побудовані поля векторів переміщень (ПВП), а також розподілу інтенсивності деформацій зсуву.

Для перевірки коректності автоматизованого обчислення пластичних деформацій в околі вершини тріщини та розмаху розкриття тріщини використовували програму TOMSC (Росія), що дозволяє оператору проводити візуальний аналіз поверхні і враховувати наявність ознак пошкодження не деформаційного походження (подряпини, дефекти полірування і т.п.).

Програма має гнучкий інтерфейс та може налаштовуватися до тих чи інших потреб користувача. Програма дозволяє накласти сітку прямокутних ячеек заданого формату на зображення поверхні, що підлягає оцінці,

збільшувати та зменшувати масштаб. Параметрами формату сітки є: розмір (ширина і висота) ячеек, колір сітки, товщина ліній.

Процедура визначення пошкодження полягає у підрахунку кількості ячеек, в яких спостерігається деформаційний рельєф. На рис. 3.6 показано вектори переміщень в околі вершини втомної тріщини.

На рис. 3.6. приведені середньоарифметичні значення розподілів інтенсивності деформації зсуву, побудовані на основі послідовного аналізу двох фотозображень поверхні зразка. На рис. 3.6. приведені оброблені ПВП. Обробка ПВП здійснювалася з метою виключення некоректних векторів.

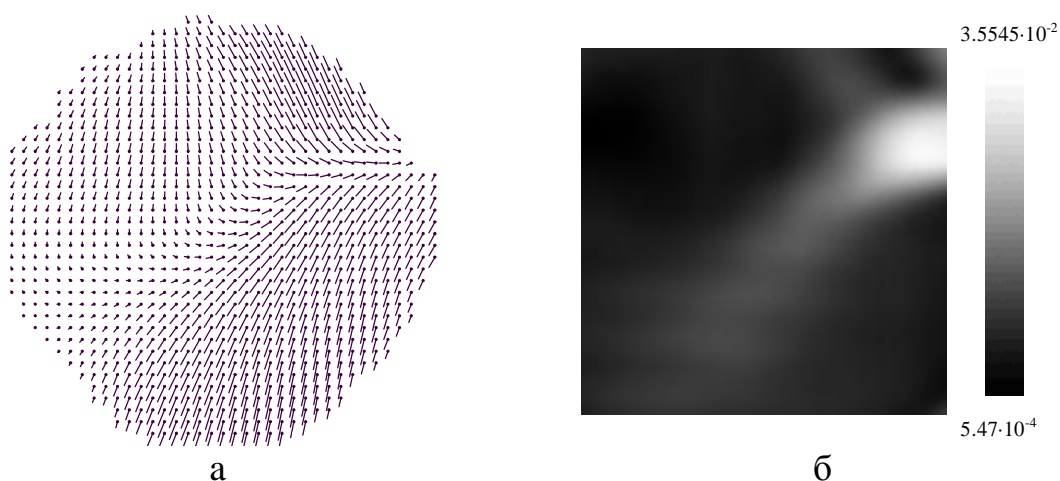


Рис. 3.6. Поле векторів переміщень - а та розподіл інтенсивності деформацій зсуву в околі вістря втомної тріщини – б.

Додатково ПВП були згладжені для зменшення помилок при диференціюванні. Під згладжуванням розуміється усереднювання кожного вектора поля у околі 5 на 5 векторів (вирівнювання за методом найменших квадратів).

4. НАУКОВА ЧАСТИНА

4.1. Метод забезпечення відпрацювання заданої форми циклу без динамічних перевантажень

Визначення точності відпрацювання заданих законів навантаження, дотримання режимів випробувань в умовах втоми-повзучості особливо актуально для електромеханічних випробувальних машин, оскільки в їх механізмах, мають місце стрибкоподібні переходи від тертя спокою до тертя руху, флуктуації моменту навантаження.

При проведенні довготривалих випробувань важливим є забезпечення стабільності закону навантаження, визначення та ліквідація можливих похибок, що особливо важливо для електромеханічних систем де зношення механічної частини спричиняє зміну якості системи в цілому.

У зв'язку з цим необхідно розробити методику початкового визначення характеристик точності випробувальної машини та періодичного контролю їх забезпечення під час експлуатації, а також метод ефективного зменшення (усунення) похибки відпрацювання заданого режиму навантаження.

Аналіз досліджень, в яких започатковано розв'язок даної проблеми

Є ряд праць у яких розглядаються проблеми стабільного відпрацювання заданого закону навантаження на початковому етапі випробувань [1-5] та забезпечення стабільності відпрацювання упродовж всього циклу випробувань [8].

Дані питання є особливо актуальними для електромеханічних випробувальних машин, із гвинтовими передачами, оскільки при відпрацюванні закону навантаження при зміні напрямку є втрати часу на виборку зазору між гвинтом та гайкою, що призводить до зменшення

чутливості системи автоматичного керування, та несправного відпрацювання закону навантаження зразка [2].

Хоча для передач гвинт-гайка можливе усунування люфтів завдяки використанню безлюфтової кулькогвинтової передачі, яка крім того менш схильна до їх появи в процесі експлуатації, появу основних люфтів у роз'ємних з'єднаннях та силових редукторах електромеханічної випробувальної установки при реверсуванні двигуна усунути ефективно неможливо. Крім того, оскільки при циклічному навантаженні змінюються геометричні параметри гвинтової передачі внаслідок її зношування, важливо забезпечити стабільне відпрацювання без динамічних перевантажень, усунути похибки спричинені тривалою експлуатацією машини.

Дана робота присвячена розробці методу забезпечення стабільності відпрацювання заданого циклу навантаження без динамічних ударних процесів, протягом довготривалих випробувань.

Існуючі на даний момент підходи до вирішення задачі метрологічного забезпечення автоматизованих систем контролю та керування не дають можливості отримати необхідні метрологічні характеристики об'єкта в режимі реального часу, тому ефективно вибрати регулюючий вплив для зменшення похибки неможливо.

Однією з причин є складність оцінки наявних метрологічних характеристик вимірювальних каналів безпосередньо на об'єкті. Це обумовлено наявністю неконтрольованих зовнішніх впливів, і неперервним режимом експлуатації вимірювальних каналів [4].

Стандартні випробувальні машини для досліджень механічних властивостей матеріалів не завжди забезпечують необхідні умови випробування, тому іноді необхідна їх модернізація [2,5,6,8,9].

Модернізовано випробувальну машину FP100 [9], з метою забезпечення циклічного навантажування зразка за трикутним, трапецевидним, синусоподібним циклами навантаження, з коефіцієнтом

асиметрії циклу навантаження $R = \frac{P_{min}}{P_{max}} = 0$, частотою навантаження від 0,01 до 0,1 Гц, режим навантаження - м'який ($\Delta P = const$). Причому після відключення програми навантаження, та блоку регулювання, машина виконує свої базові технологічні функції, тобто може використовуватись для статичних випробувань, тут P_{min} та P_{max} - відповідно найменше та найбільше зусилля при циклічному навантаженні; $\Delta P = \Delta P_{max} - \Delta P_{min}$ -розмах зусилля.

Завдання форми сигналу навантаження (трапецевидна, пилкоподібна, синусоподібна), здійснюється програмно, з комп'ютера типу IBM Pentium II, частота регулюється. Крім того програмно можна регулювати тривалість циклу t_c в цілому, так і окремих ділянок навантаження, зокрема часу витримки t_h .

При значних швидкостях навантаження під час роботи необхідно враховувати вплив динамічних процесів, пов'язаних із виникненням інерційних навантажень в системі.

Одним з основним факторів, що дозволяють продовжити ресурс експлуатації установки є виключення ударних навантажень, що впливають як на механічну так й на електричну частини.

Дане завдання було вирішено із використаннями методів оптимізації, найбільш значимим з яких є метод оптимальної швидкодії технологічного процесу.

В системі (електричній та механічній частинах) в моменти переключень пов'язаних із зміною напрямку можуть відбуватись стрибкоподібні зміни швидкості, які можуть розглядатись як вплив збурення значної величини, тобто даний перехідний процес буде супроводжуватись значними ударними навантаженнями, що приводять до зношення електричної та механічної частин.

Перехідні процеси в технологічних задачах поділяються за наступними режимами:

Пуск (початок); постійний режим (усталений); розгін (прискорення); гальмування (зменшення швидкості); реверс (рух у зворотньому напрямку); зупинка (перехід вихідного параметру у нульове значення).

Математичний опис перерахованих режимів можна представити у вигляді трьохпараметричної функції [7]:

$$SH(t) = \frac{A+B}{2} + \frac{T(B-A)(t-T)}{T^2 + (t-T)^2} \quad (1)$$

де $2T$ - проміжок часу перехідного процесу ($0 \leq t \leq 2T$), упродовж якого функція $SH(t)$ (1), початкове значення якої рівне A , монотонно досягає кінцевого значення B . Оскільки процеси, що розглядаються є неперервні, то значення функції (параметр A) в новому режимі в початковий момент часу завжди співпадає із значенням функції (параметр B) в кінці попереднього циклу роботи установки.

Похідна функції, що описується формулою (1):

$$SH'(t) = T(B-A) \frac{T^2 - (t-T)^2}{[T^2 + (t-T)^2]^2} \quad (2)$$

дорівнює нулю при $t=0$ та $t=2T$, що забезпечує відсутність значних ударних навантажень в момент переключення.

Класична теорія удару передбачає наступні умови для здійснення динамічного процесу:

1. Дія ударних навантажень приводить до значної зміни швидкостей точок тіла протягом часу удару;
2. Тривалість перехідного процесу складає від кількох десятитисячних до мільйонних долей секунди;
3. Ударні, або миттєві сили зростають до дуже значних величин;

Реалізований у модернізованій установці FP100 [9] метод формування управляючого впливу дозволяє усунути вище наведені умови виникнення ударних навантажень, оскільки величину впливу перехідних процесів можна регулювати за допомогою системи, яка дозволяє завдавати та змінювати швидкість навантаження випробувальної машини.

Граничне значення зміни швидкості навантаження $\left(\frac{dP}{dt}\right)_{crit}$ при якому можна не враховувати динамічну похибку системи визначали згідно методики [3].

Характеристика запропонованих технічних рішень щодо усунення динамічних перевантажень та підвищення точності роботи системи

У лабораторії тріщиностійкості Тернопільського національного технічного університету розроблено та виготовлено блок регулювання циклічного навантаження 3 який призначений для завдання необхідних керуючих сигналів приводу електродвигуна 7 переміщення траверси, та забезпечення плавного відпрацювання сигналу завдання, що формується програмою Neckert FP100 з комп'ютера типу IBM Pentium II. Форма сигналу задається програмно з комп'ютера 9, блок 3 забезпечує режим роботи за умов циклічного навантаження, здійснюється регулювання та оптимізація швидкості приводу. Напруга з тиристорного випрямляча подається на ротор та статор двигуна 7, причому напруга ротора регулюється на основі завдання з блоку 3. При цьому задається та підтримується значення швидкості двигуна 7, яке відповідає оптимальному відпрацюванню заданого закону навантаження. Дійсне значення швидкості обертання валу електродвигуна отримане тахогенератором 8, та значення отримане вимірвальним трансформатором струму, аналізуються.

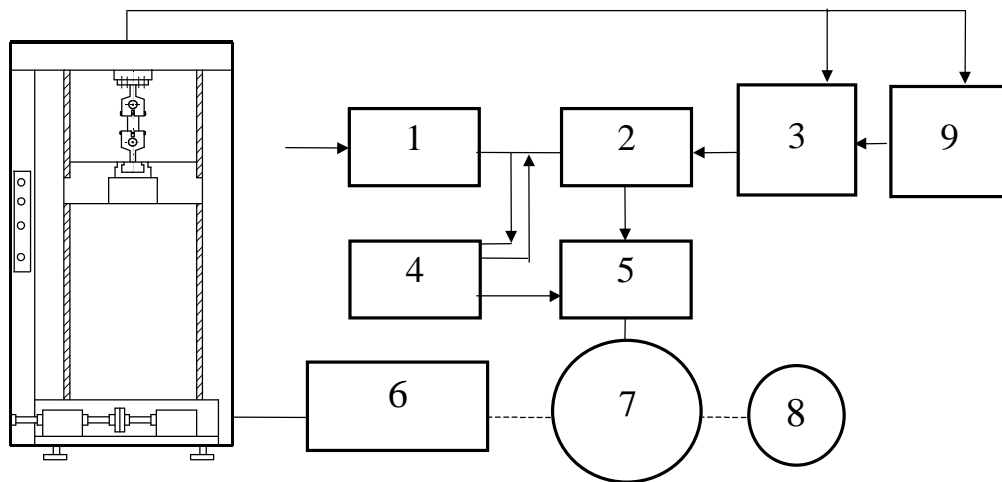


Рис. 4.1. Структурна схема забезпечення циклічного навантаження електромеханічної випробувальної установки без динамічних перевантажень

1– система захисту тиристорного випрямляча; 2– тиристорний випрямляч; 3 – блок регулювання параметрів циклічного навантаження; 4 – вузол обслуговування та керування; 5 - реверсивне керування контактами; 6 –чотирьохступеневий механізм переключення; 7 – двигун постійного струму; 8 – тахогенератор; 9 - комп'ютер типу IBM Pentium II.

Зміна напрямку обертання виконується із допомогою реверсивного керування контактами. Система захисту тиристорного випрямляча 1 забезпечує захист індуктивного давача зусилля від накладання пікових навантажень.

Здійснюючи регулювання зростання швидкості, можна підібрати такі значення швидкості, які дозволяють максимально зменшити похибку, але не викликають значних динамічних похибок системи.

Блок регулювання параметрів циклічного навантаження 3, обмежує максимальну швидкість обертання двигуна 7, приводу установки при дуже великій величині похибки між сигналами та завдання та відпрацювання.

Наростання швидкості здійснюється більш плавно, оскільки при жорсткому керуванні, на обмотках двигуна будуть значні динамічні навантаження (стрибки напруги).

Блок оснащений регулятором, що пропорційно масштабує всю нелінійність характеристик слідкуючої схеми, й може використовуватись для вибору діапазону регулювання, й адаптації блоку регулювання циклічного навантаження під характер завдання.

Оскільки однією з найбільших проблем систем керування є нестабільність відпрацювання, тобто дрейфи метрологічних характеристик, викликані внутрішніми факторами [4], зміна коефіцієнту тертя в передачах, зношення гайок траверси, та ходових гвинтів, запропоновано метод управління машиною із передспотворенням форми сигналу навантаження. Даний метод дозволяє більш точно адаптувати систему керування машини до вимог механічної частини. В залежності від величини похибки, можна коригувати форму відпрацьованого сигналу, регулюючи форму сигналу завдання.



Рис. 4.2 Схема сигналу завдання із введеним передспотворенням

Таким чином із частковою зміною сигналу генератора, вводячи передспотворення, з'явилась можливість зменшити (компенсувати) інертність та люфти механічної системи машини (Рис. 4.1). Крім того запропоновано здійснювати розбивку ділянки циклу, сигналу завдання на періоди, що дає можливість задавати форму сигналу кожної окремої ступені циклу, в циклі 10 с з частотою дискретизації близько 10 Гц, це дозволяє адаптувати сигнал завдання до механічної частини машини, з урахуванням зношення упродовж експлуатації рухомих вузлів установки.

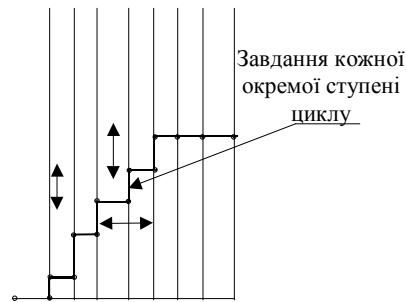


Рис. 4.3 Схема розбивки та коригування окремих ділянок сигналу завдання

Також у базову програму 17000 добавлений лічильник циклів, що дозволяє візуально спостерігати, та записувати у протокол досліджень кількість відпрацьованих в ході експерименту циклів навантаження.

Лічильник циклів виставляється в нуль при конфігуруванні кожного нового експерименту, забезпечує скидання даних проміжних точок та прив'язку даних до кожного конкретного файлу. Здійснюється запис у файл номера кожної точки циклу із дискретністю 10 точ./с, що полегшує обробку даних експерименту, оскільки дані текстового файлу реєстрації можуть бути легко експортовані у EXCEL, ORIGIN або інший пакет.

Аналіз даних протоколів запису навантаження зразка

Проаналізуємо ділянку протоколу запису при трикутному циклі навантаження. Записували зміну величини керуючого сигналу, що поступає на електродвигун з слідкуючої схеми, з метою ліквідації розузгодження між завданням та відпрацюванням. Виявлено, що в точках зміни напрямку відбувається стрибок напруги. На ділянках плавного наростання сигналу напруга залишається незмінною, що говорить про наростання навантаження із певною швидкістю.

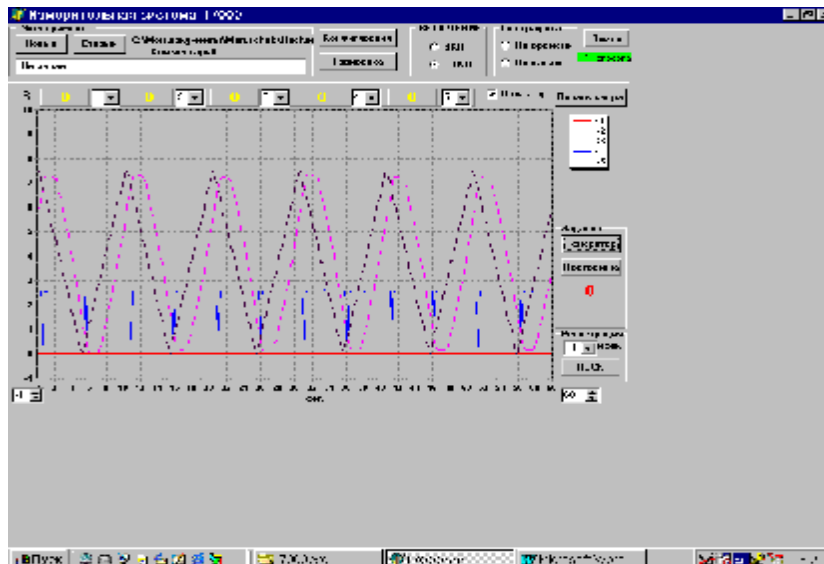


Рис. 4.4. Протокол ділянки запису циклічного навантаження в режимі осцилографа за пилкоподібної формі циклу
 1 – сигнал завдання; 2 – сигнал відпрацювання; 3 – сигнал напруги з слідкуючої схеми; 4 – сигнали з тензодавачів.

Максимальна похибка від квантування безперервного сигналу буде в місці, де похідна даного сигналу по часу рівна нулю. Це точка зміни полярності сигналу.

Максимальна фазова помилка сигналу при переході через нуль обумовлена дискретним характером АЦП та буде $\Delta T \leq \frac{T}{2}$

де T – період дискретизації сигналу при заданому алгоритмі переходу через нуль дорівнює $0,1$ с;

Відносну максимальну похибку роботи АЦП визначали за формулою [8]:

$$\delta_{max} = \pi f T.$$

де f – частота навантаження, Гц;

Для даного випадку: $\delta_{max} = \pi \cdot 0,1 \cdot 0,1 = 0,0314$ або $3,14\%$.

Використання в системі керування АЦП із більшою частотою дискретизації було б недоцільне, оскільки механічна частина установки має величину інерційності на порядок вищу ніж електронна частина, саме

це й дозволяє уникнути автоколивань при навантажуванні, але дає запізнення відпрацювання відносно завдання. Величина даного запізнення може регулюватись.

Для покращення системи керування та забезпечення достовірності результатів, значна увага приділялась вдосконаленню механічної частини машини.

Одним з завдань роботи була мінімізація люфтів у механічній системі машини, тому для проведення випробувань розроблені захоплюючі пристрої, в яких конструктивно виключені з'єднання з люфтами. Розроблена програма “Захват” з використанням пакету MathCad 2001 Professional. Програма “Захват” дозволяє виявити напруження, що створюються в перерізі зразка під час затиску, та оптимізувати параметри затиску зразка у захоплювачі.

Розроблений метод забезпечення циклічного навантаження із використанням електромеханічної випробувальної установки .

Спроектовано та реалізовано адаптивну систему керування, що усуває динамічні перевантаження електричної та механічної частин установки FP – 100 під час циклічного навантаження.

Запропоновано методику забезпечення стабільних метрологічних характеристик системи керування модернізованої установки FP100 при довготривалих циклічних випробуваннях.

Для забезпечення стабільності та зменшення похибки відпрацювання, запропоновано використовувати сигнал завдання із різними видами передспотворення, на основі розробленого програмного генератора.

4.2. Оцінка циклічної міцності матеріалів та зварних з'єднань за умов малоциклової втоми

В даному звіті приведена методика та результати експериментальних досліджень циклічної міцності в умовах малоциклового навантаження при температурах 20 °С і 350 °С як основного металу так і зварних з'єднань лабораторних зразків із сталей 20 та 10Г2С.

Випробування на малоцикловою втому проводили на універсальній електрогідравлічній машині 3201УЭ-20, що призначена для статичних і повторно-статичних випробувань зразків металів і елементів конструкцій у режимі заданих. Установа 3201УЭ-20 входить до складу обладнання Центру механічних випробувань і сертифікації матеріалів і елементів конструкцій Інституту проблем міцності ім. Г.С. Писаренка НАН України. Центр акредитований у системі сертифікації УкрСЕПРО. Атестат акредитації №UA6.001.Н.313 від 15.04.2007р.

Випробувальна машина дозволяє реалізовувати пропорційне навантаження за трикутної форми циклу, або із заделегіть заданими витримками (трапецевидний цикл). Крім того, випробувальна машина дозволяє проводити навантаження зразка при збереженні протягом циклічного навантажування заданих значень зусиль (м'який режим навантаження), або за сталої деформації (жорсткий режим навантаження).

Експериментальні дослідження основного металу і зварного з'єднання стали 10Г2С на плоских зразках (рис. 4.5), що закріплювали в захоплювачах випробувальної машини за допомогою гідравлічних клинових цангових затискачів. Це виключає згинальні деформації і скручування зразка. Зварний шов розташовувався у середній ділянці робочої частини зразка.

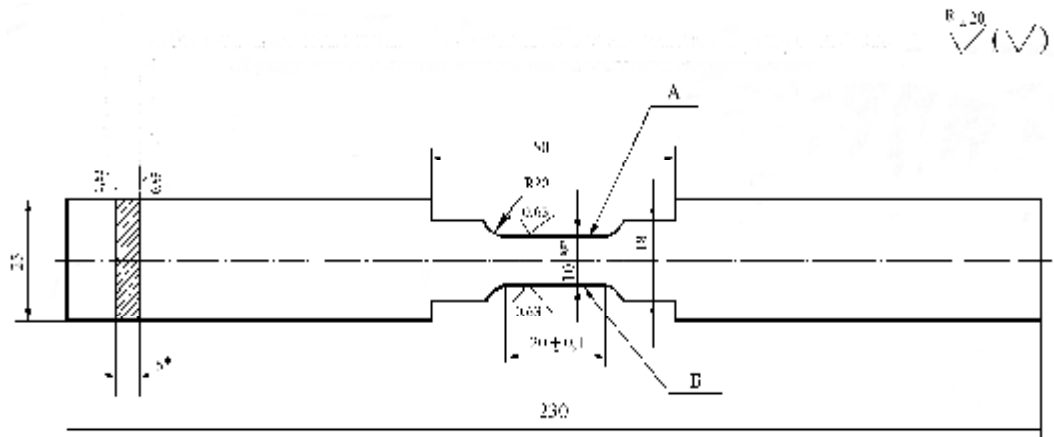


Рис. 4.5. Зразок для випробувань сталі 10Г2С на малоциклову втому

При кімнатній температурі вимір деформацій робочої частини зразка здійснювали за допомогою спеціального тензометра (рис. 4.6), встановленого на зразку. При підвищених температурах визначення деформацій робочої частини зразка проводили за допомогою цього ж тензометра шляхом виміру відносного переміщення захоплювачів з використанням спеціальних виносних елементів.

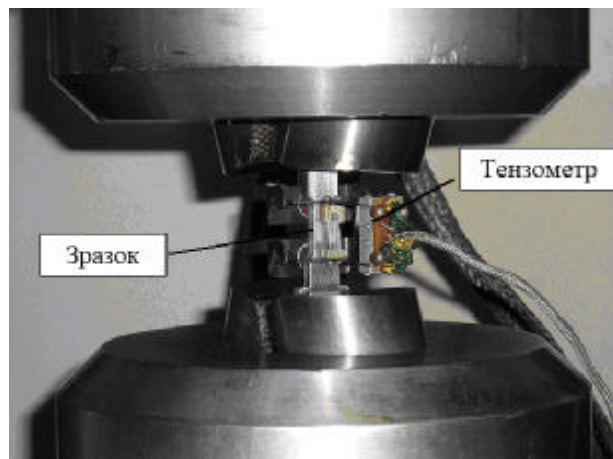


Рис. 4.6. Плоский зразок з тензометром у захоплювачах випробувальної машини

Дослідження проводили за осьового розтягу-стиску з контролем амплітуди повної деформації робочої частини зразка ("жорсткий" режим навантаження) за симетричного режиму (коефіцієнт асиметрії циклу

деформування $R_{\varepsilon} = -1$) із записом на самописець Н-307 діаграм циклічного деформування в координатах "зусилля – розмах повної деформації".

Дослідження проводили за частоти циклічного навантажування $f=0,3$ Гц. Критерієм вичерпування циклічної довговічності зразка прийнято появу і розвиток на поверхні зразка втомної тріщини довжиною від 0,5 до 2 мм. При досягненні втомною тріщиною зазначених розмірів зразок знімали з випробувань.

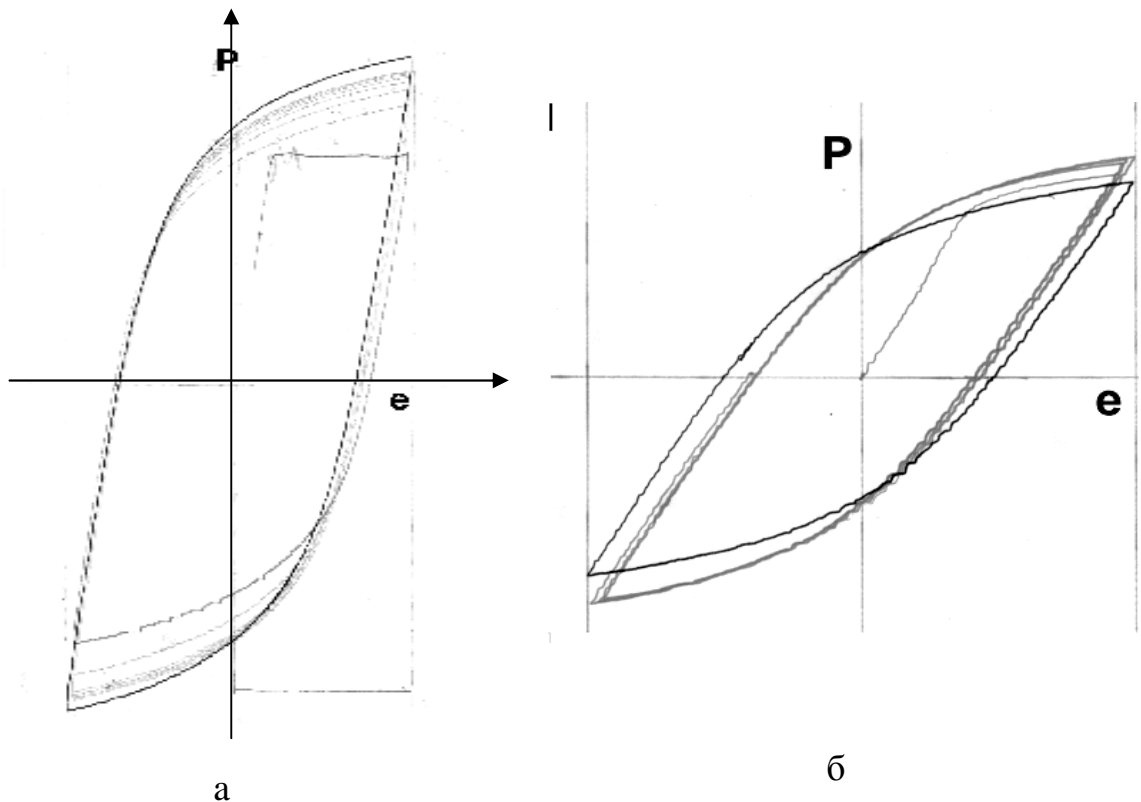


Рис. 4.7. Діаграма циклічного деформування зразка з сталі 10ГН2МФА - а та зразка із зварним швом - б

На рис. 13 приведено одержані криві втоми зразків з сталі 10ГН2МФА на малоциклову втому за кімнатної температури випробувань.

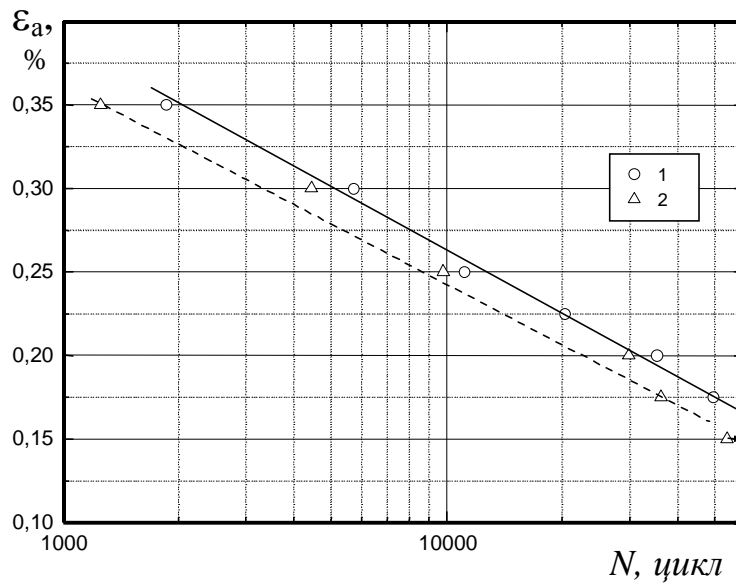


Рис. 4.8. Криві втоми зразків з основного металу (1) та зварного з'єднання (2)

З одержаних результатів випливає, що за умов кімнатної температури випробувань, при довговічності 2000 циклів відбувається незначне (~ на 7%) зниження амплітуди повної деформації для зварного з'єднання порівняно із аналогічним значенням основного металу.

Велика кількість неметалічних включень в основному і присадочному матеріалах при наплавленні двома дротами в суміші газів сприяють утворенню дефектів у вигляді пор в наплавленому металі поблизу лінії сплавлення.

За умов кімнатної температури випробувань, при довговічності 2000 циклів відбувається незначне (~ на 7%) зниження амплітуди повної деформації для зварного з'єднання порівняно із аналогічним значенням основного металу.

Автоматизований аналіз циклічної тріщиностійкості теплостійких сталей

Відомо, що лише 20% загального ресурсу роликів машини безперервного лиття заготовок (МБЛЗ), припадає на зародження втомних тріщин [27]. Після виявлення на поверхні роликів втомних пошкоджень, найбільш актуальними є проблеми оцінки поточного технічного стану пошкоджених ділянок і прогнозування залишкового експлуатаційного ресурсу ролика.

Враховуючи те, що на етапі проектування, як правило використовують концепцію проектного (призначеного) ресурсу, яка не враховує історії експлуатації ролика МБЛЗ, підвищення точності оцінки технічного стану ролика можна досягнути на основі підходів “напрацювання на ресурс”, які ґрунтуються на прогнозуванні індивідуального залишкового ресурсу конструкцій. Для оцінки НДС в околі втомної тріщини, як правило використовують силові та деформаційні критерії руйнування. Проте проблема взаємозв’язку цих критеріїв в умовах розвинутих пластичних деформацій: визначення ефективного значення коефіцієнта інтенсивності напружень (КІН), розробка універсальних аналітичних залежностей потребує подальшого дослідження [28].

Таким чином, виявлення основних закономірностей поширення тріщини в сталі 25Х1М1Ф та встановлення взаємозв’язку між лінійними та нелінійними параметрами механіки руйнування залишається актуальним завданням.

4.3. Швидкість росту тріщини визначали також в залежності від розмаху розкриття вершини тріщини δ_{max} :

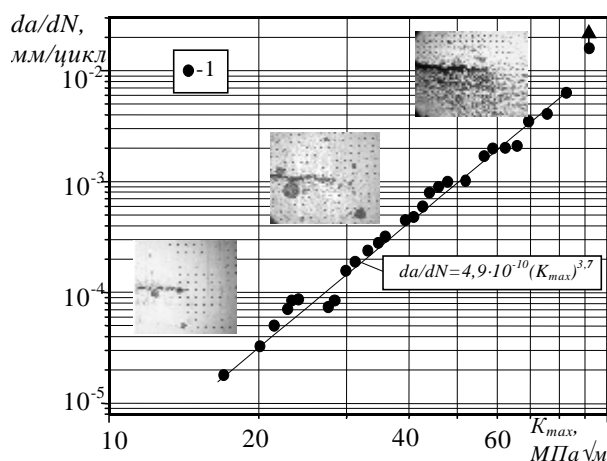
Сталь 25Х1М1Ф належить до сталей ферито-перлітного класу. В структурі виявили наявність фериту, перлітних колоній, які розташовані в різних частинах феритних зерен. Цементитні пластини в перліті мають різноманітну форму і розміри. За оцінкою дисперсності цементитних пластин, структуру можна класифікувати як сорбіт.

Встановлено основні закономірності поширення втомної тріщини в сталі 25X1M1Ф. Виявлено, лінійне зростання швидкості поширення тріщини при представленні даних в подвійних логарифмічних координатах.

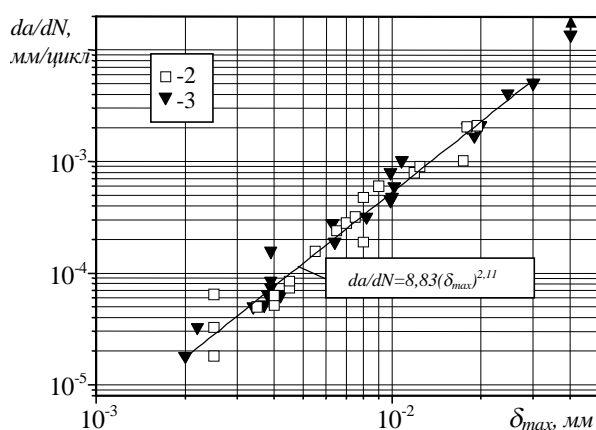
З наведених даних, рис. 4.9 випливає, що, в діапазоні швидкостей $10^{-5} \dots 10^{-3}$ мм/цикл залежності $\lg da/dN - \lg K_{max}$, та $\lg da/dN - \lg \delta_{max}$ задовільно описуються формулою Периса. На рис. 1а приведено фотографії вершини тріщини для різних ділянок кінетичної діаграми. З рисунку видно, що структура втомної тріщини включає в себе зону пластичного деформування, перед її вершиною та дві бічні полоси пластичності, кут між границями яких становить від 45° до 60° . Зі зростанням КІН зростає розмір пластичної зони, що на рисунку помітно як збільшення розміру утяжин бічної поверхні зразка. Помітно, що процес накопичення пошкоджень найбільш інтенсивно відбувається перед вершиною тріщини.

Розвиток не стиснених пластичних деформацій обумовлює неприйнятність використання K_{max} , в якості характеристики напружено-деформованого стану у вершині тріщини для значної ділянки діаграми втомного руйнування.

З цією метою для опису кінетики РВТ використовували залежність $da/dN - \delta_{max}$, що дозволяє пов'язати швидкість РВТ з величиною максимального розкриття вершини тріщини, яка є інтегральною характеристикою НДС в вершині тріщини у пружній та пружно-пластичній області. Проте існують певні методичні труднощі пов'язані з використанням даної залежності (рис. 4.9б) для прогнозування швидкості РВТ в натурних конструкціях.



а



б

Рис. 4.9. Залежність швидкості РВТ: а - від значень K_{max} (1); б – від розкриття вершини тріщини δ_{max} (2,3) в сталі 25Х1М1: 2 - значення розкриття одержані оптичним методом; 3 – значення розкриття визначені методом тензометрії.

Величину розкриття тріщини визначають, як правило, методом прямого експерименту, а не розрахунковим методом із урахуванням довжини тріщини і величини прикладеного навантаження. Це не дозволяє повною мірою визначити дійсний НДС в вершині тріщини із урахуванням мікроструктурних аспектів поширення тріщини, урахування шорсткості поверхні і т. ін.

На основі аналізу експериментальних даних було встановлено графічну залежність між значеннями максимального розкриття

визначеного оптичним методом та методом тензометрії із максимальним значенням КІН циклу навантажування. Це дозволило за визначеними значеннями δ_{max} відобразити швидкість РВТ в залежності $da/dN - K_{max}$, яка найбільш поширена в інженерній практиці (Рис. 4.9).

Коректність такого підходу обумовлено тим, що величина розкриття вершини тріщини, на відміну від K_{max} , однозначно визначає швидкість РВТ для дослідженої сталі, а циклічність навантаження хоча й впливає на величину розкриття вершини тріщини, проте не змінює характер співвідношення $\delta_{max} - K_{max}$, для зразків різної товщини.

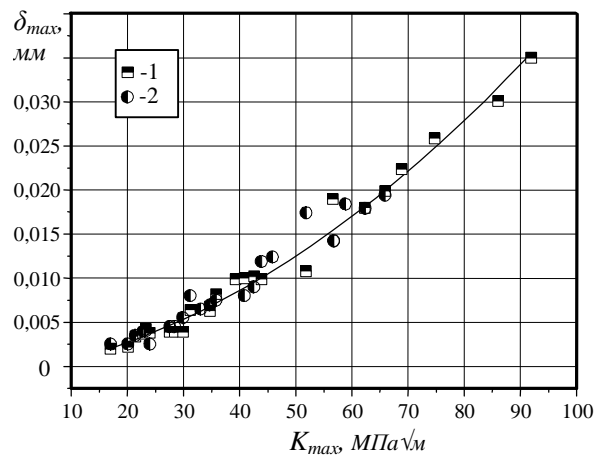


Рис. 4.10. Залежність максимального розкриття δ_{max} від K_{max} в сталі 25X1M1Ф:

- 1 - значення розкриття одержані оптичним методом;
- 2 – значення розкриття визначені методом тензометрії.

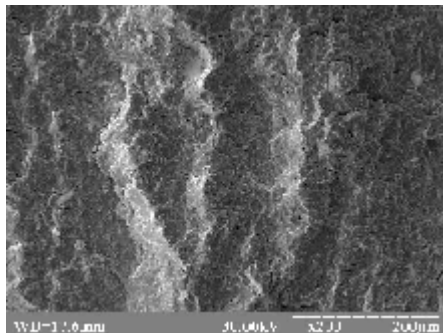
Як видно з рис. 4.10 існує однозначний, незалежний від методу вимірювання зв'язок між величиною розкриття вершини тріщини δ_{max} та максимальним коефіцієнтом інтенсивності напружень K_{max} , рис. 4.10.

Мікромеханізми втомного руйнування сталі 25X1M1Ф

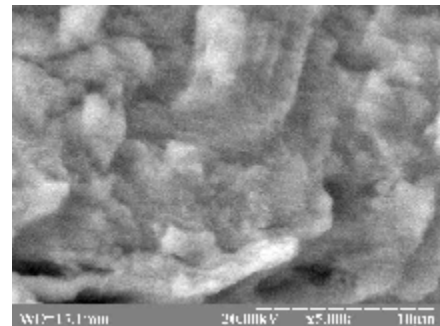
Фрактографічними дослідженнями сталі 25X1M1Ф виявлено формування втомних борозенок на поверхні руйнування. Вони

поширюються по багатьох плоских терасах, які розділені між собою гребенями (Рис. 4.11а). Наявність різноорієнтованих терас в площині втомного руйнування пов'язана зі зміною орієнтації головної площини руйнування в кожному зерні [35]. Для низьких значень КІН характерне формування втомних борозенок з малим кроком та за відсутності вторинних мікротріщин (Рис. 4.11б). В межах фасетки втомного зламу борозенки мають близький за значенням крок. Проте втомні борозенки не мають строго фіксованої величин вздовж всього фронту тріщини, що викликане нерівномірністю підростання втомної тріщини по фронту в різних зернах.

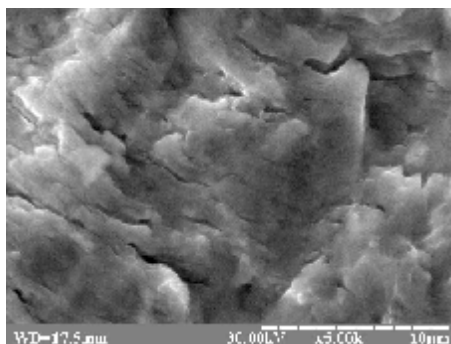
Із зростанням КІН і відповідно швидкості втомної тріщини збільшується крок втомних борозенок та з'являються чітко виражені вторинні мікротріщини (Рис. 4.11в).



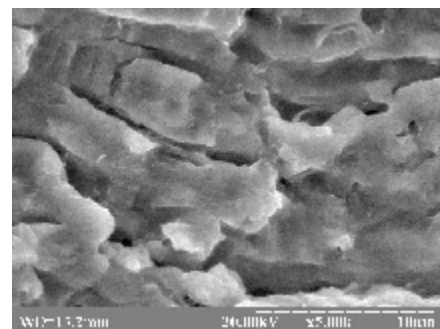
а



б



в



г

Рис. 4.11. Поверхня втомного руйнування сталі 25Х1М1Ф (напрям поширення тріщини: зверху-вниз): а - плоскі тераси розділені гребенями; б

- борозенки з малим кроком; в - борозенки і вторинні мікротріщини; г - борозенки і ямки відриву. а - $\times 200$; б, в, г - $\times 5000$.

Фрактографічний аналіз зламів виявив особливості впливу пластичних деформацій на структуру руйнування: мікрорельєф зразків має характер в'язкого, досить енергомісткого руйнування. Крім того виявлено локалізоване гілкування тріщини, яке приводить до уповільнення РВТ, із її наступним стрімким підростанням після повернення тріщини в магістральне русло.

Таким чином, із зростанням КІН змінюється мікромеханізм втомного руйнування, мікрорельєф зламів формується в'язко із утворенням ямкового рельєфу і втомних борозенок.

За високих швидкостей РВТ і значного КІН у вершині тріщини на поверхні руйнування утворюються ямки відриву та втомні борозенки з великим кроком (Рис. 4.11г). На такій ділянці тріщина має значне залишкове розкриття, яке обумовлене істотною областю залишкових пластичних деформацій у її вістрі. Значна пластична деформація у вершині тріщини, а також зростання концентрації мікродфектів і мікротріщин на пластично деформованих ділянках свідчить про значний внесок пластичних деформацій у розвиток пошкоджуваності та істотну енергомісткість руйнування.

Досліджено напружено-деформований стан суцільного ролика МБЛЗ та ролика з осьовим охолоджувальним отвором, під час експлуатації в перехідному режимі. Одержані залежності температурних полів від часу і залежності часу переходу на квазістаціонарний режим від радіальної координати. Досліджено вплив кута контакту ролика із злитком на тривалість перехідного режиму. Розроблено математичні моделі температурних полів суцільного ролика МБЛЗ та ролика з осьовим охолоджувальним отвором, що обертаються, за нелінійних граничних умов

третього роду з урахуванням залежності теплофізичних властивостей роликів від температури. Одержані аналітичні вирази для визначення розподілу температури в роликах. Проведено перевірку моделей на адекватність шляхом порівняння результатів розрахунків з відомими експериментальними даними інших авторів. Досліджені залежності температури роликів від радіальної і кутової координат при різних значеннях швидкості розливання і кута контакту ролика із злитком. Проведено порівняння температурних полів суцільних роликів із сталей

На основі одержаних температурних полів розв'язано незв'язане завдання термопружності для суцільного ролика МБЛЗ та ролика з осьовим охолоджувальним отвором, що обертаються. Одержані аналітичні вирази для визначення термонапружень в суцільному і порожнистому роликах, які дозволяють підібрати марку сталі з тим, щоб збільшити термін служби ролика. Досліджені залежності температурних напружень від кутової і радіальної координат при різних значеннях швидкості розливання і кута контакту із злитком. Аналіз отриманих результатів показав, що за розглянутих умов небезпечними можуть бути тільки осьові і тангенціальні напруги в тонкому поверхневому шарі в околі зони контакту із злитком. Досліджено вплив швидкості розливання і кута контакту із злитком на теплові прогини в роликах. Встановлено, що збільшення кута контакту приводить до збільшення прогинів, а збільшення швидкості розливання - до їх зменшення.

Розроблено методику розрахунку теплообміну і термонапруженого стану, а також прогинів ролика МБЛЗ, що обертається, що дозволяє оптимізувати конструктивні параметри ролика.

Виготовлено фізичну модель ролика МБЛЗ. Проведено запис температурних полів моделі ролика.

Досліджено мікроструктуру сталі 25Х1М1Ф в вихідному стані. Виявлено вплив пластичного деформування розтягом за температури +600

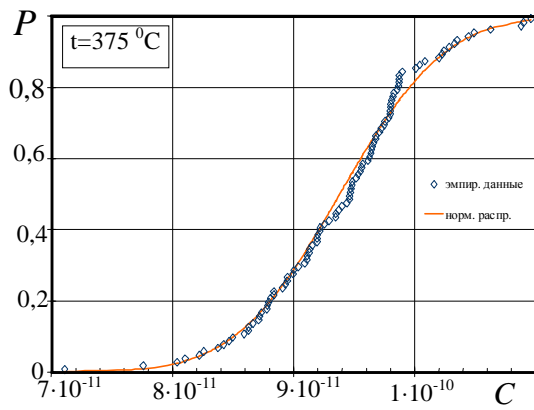
$^{\circ}\text{C}$ на мікроструктуру, густину дислокацій в малокутових границях, твердість та мікротвердість сталі 25Х1М1Ф. Виявлено, що із зростанням пластичної деформації лінійно зростає густина дислокацій в малокутових границях, а також твердість і мікротвердість досліджених сталей.

цьому забезпечується простота і надійність роботи системи.

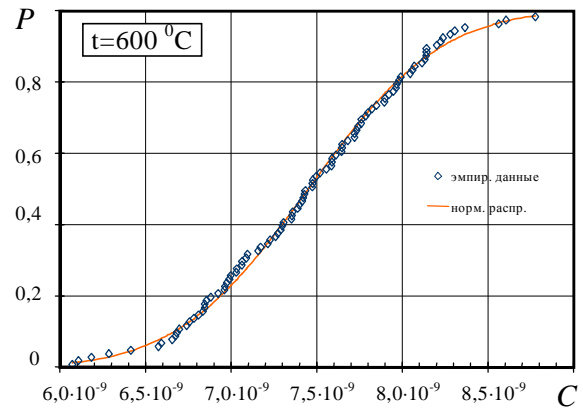
4.4. Прогнозування залишкової довговічності ролика МБЛЗ

Графічне зображення експериментальних даних свідчить, що для кожної дослідженої температури є свої значення параметрів функції $\lg \frac{da}{dN} = f(\lg \Delta K)$, які є випадковими величинами для серії зразків, досліджених за однакових умов.

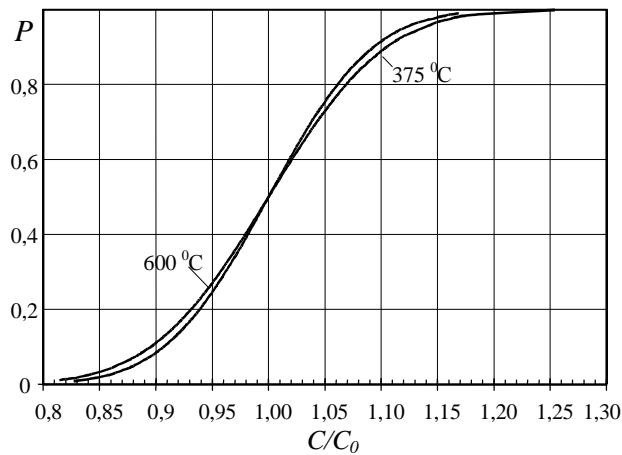
Для побудови функції розподілу параметра C випадковим чином, за допомогою генератора псевдовипадкових чисел, вибирали число k $5 \leq k \leq 20$, k , яке належить множині натуральних чисел. Потім вибирали з середньоамплітудної ділянки КДВР k точок. Параметр n рівняння Періса, визначений методом найменших квадратів із експериментальних даних швидкості РВТ у сталі 25Х1М1Ф, вважали сталим. Для фіксованого значення n за k точками методом найменших квадратів визначали значення C . Описану процедуру повторювали 100 разів.



а



б



в

Рис. 4.12. Кумулятивна функція розподілу C для температури 375 (а), 600 °С (б), у відносних координатах (с) [3].

У результаті, отримано масив значень, який використовували як вихідну інформацію для програми оцінювання значень найбільш розповсюджених типів розподілу. Випадкову змінну описували густиною розподілу ймовірності або кумулятивною функцією розподілу.

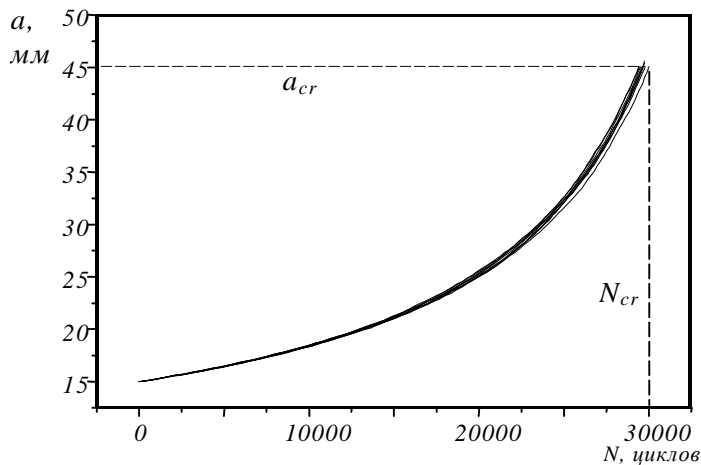
На рис. 4.12 зображено кумулятивні функції розподілу C для температур 375 °С (а) та 600 °С (б), а також у відносних координатах C/C_0 . де C_0 – середнє значення параметра C .

Статистичні та критичні значення А-Д критерію наведено в таблиці.

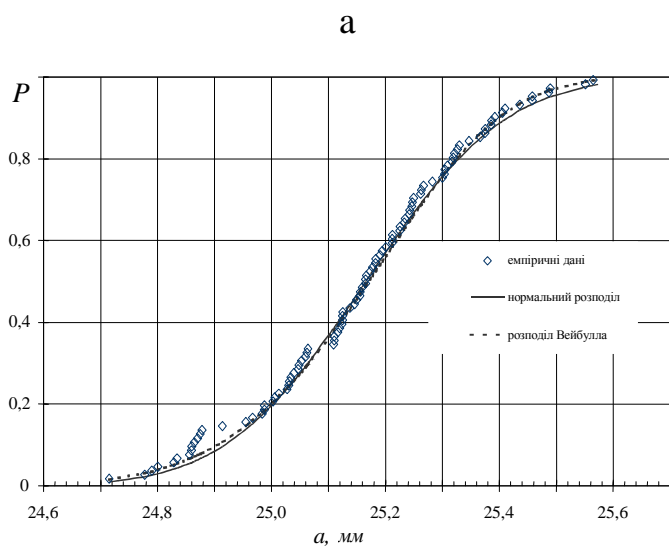
Табл. 4.1. Функція густини розподілу і значень її параметрів

Тип розподілу	Параметри розподілу			Функція густини розподілу		
Нормальний	x_0 = параметр положення σ = параметр форми $x_0 \leq x < \infty, m > 0, \sigma > 0$			$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\lg C} \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{z-x_0}{m}\right)^2\right] dz$		
Критичне і статистичне значення А-Д критерію, значень параметрів розподілу і середньоквадратичних відхилень						
t, °С	АД	СВ	m	σ	Xerr	Yerr
375	0,39	0,75	$9,38 \cdot 10^{-11}$	$6,81 \cdot 10^{-12}$	$8,56 \cdot 10^{-13}$	0,025
600	0,17	0,75	$7,45 \cdot 10^{-9}$	$6,09 \cdot 10^{-10}$	$5,62 \cdot 10^{-11}$	0,0141

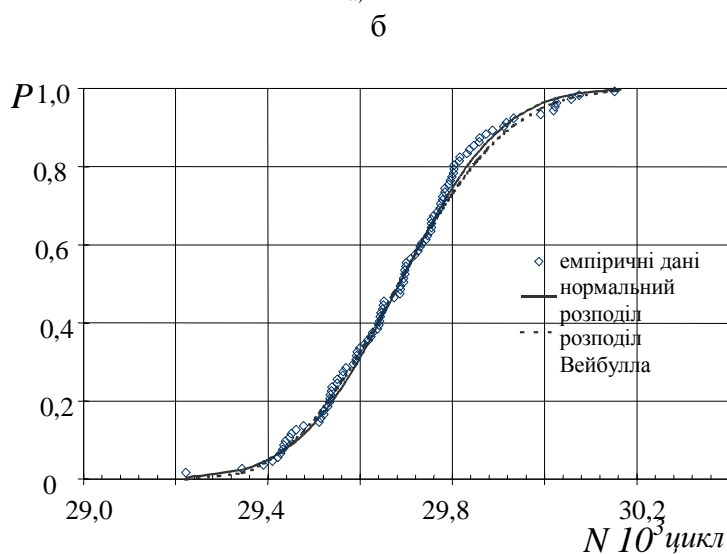
Для температури 375 °С і 600 °С параметр рівняння Періса С задовільно описується нормальним законом розподілу рис. 4.12, що підтверджується значеннями критерію Андерсона-Дарлінга (А-Д). На рис. 4.13 зображено залежності довжини тріщин від кількості циклів навантаження. На основі запропонованої методики змодельовано підростання поверхневої втомної тріщини в ролику МБЛЗ з урахуванням розкиду параметрів циклічної тріщиностійкості. Отримано функції розподілу кінцевих глибин поверхневої втомної тріщини ролика для наперед заданої кількості циклів навантаження або заданого розміру граничного дефекту.



$$c/a=4=\text{const}$$



$N = \text{const}$ (20000 циклів)
 $c/a = 4 = \text{const}$
 $\sigma = 257$ МПа



$c/a = 4 = \text{const}$
 $a = \text{const}$ (45 мм)
 $\sigma = 257$ МПа

в

Рис. 4.13. Крива довговічності – а та кумулятивна функція розподілу –б,в ролика МБЛЗ.

4.5. Імовірнісна оцінка тримкості ролика МБЛЗ

Ролик розглядали у вигляді порожнинного циліндра, довжина якого приблизно в 7 разів перевищує діаметр, поверхнева напівеліптична тріщина розміщена в центральній частині конструкції. Діаметр ролика становив 300 мм, діаметр отвору – 80 мм.

Зовнішнє навантаження на ролик спричинене феростатичним тиском стовпа рідкого металу на оболонку слябу, яка підтримується роликами, зусиллями від випрямлення злитка та рядом інших факторів [16-19].

Навантаження на ролики суттєво залежить від швидкості лиття. При литті з усталеною швидкістю величина навантажень стабілізується, а при тимчасовому зниженні швидкості лиття та зупинках ролики деформують поверхню злитка, що призводить до додаткових реакцій підшипникових опор. Для оцінювання напружено-деформованого стану ролика МБЛЗ із тріщиною використовували розрахункові результати, наведені в праці [17].

Табл. 4.2. Залежність навантаження на ролики від швидкості лиття й матеріалу заготовки [17]

Швидкість лиття, м/хв	Марки сталі слябової заготовки		
	Вуглецева сталь (C>0,2%)	X18H9T	35 ХМФА
	Значення навантаження, кН		
1,0	650	900	1100
0,5	800	1250	1500

Припущення, прийняті при оцінювання залишкової міцності ролика МБЛЗ:

- розглядали одну магістральну напівеліптичну тріщину, яка може бути причиною руйнування ролика;
- нехтували впливом термічної складової на напружено-деформований стан напівеліптичної тріщини, оскільки дефекти, які розглядаються, мають довжину ≥ 15 мм;
- приймали однорідним температурне поле в середині ролика, розрахунок проводили для властивостей матеріалу при температурі 20 °С;
- вважали, що матеріал ролика є ізотропним;
- не враховували перерозподіл навантажень, пов'язаних із формозміною ролика в процесі роботи.

Досліджувані величини розглядали як випадкові змінні, які описуються густиною розподілу ймовірності. Результати досліджень були

опрацьовані методами математичної статистики, визначені функції й параметри розподілу характеристик механічних властивостей матеріалу σ_B , $\sigma_{0,2}$, K_{IC} , табл. 4.3.

Табл. 4.3. Механічні властивості сталі 25X1M1Ф

Умовна межа текучості, $\sigma_{0,2}$, МПа	Межа міцності, σ_B , МПа	Статична тріщиностійкість, K_{IC} МПа $\sqrt{м}$ [19]
500-550	600-650	94,8-110

Визначено глибину тріщини, яка гарантовано не може бути причиною руйнування ролика $a_{\max}^{\text{в'язк}} = 6,25$ мм. Більш глибокі дефекти допускаються, проте за обмеженого рівня напружень. Рівень $a_{\min}^{\text{крих}} = 14,4$ мм, що є мінімальною довжиною тріщини, за якої можливе крихке руйнування, був прийнятий як початкова довжина тріщини для оцінювання методом SINTAP.

Коефіцієнт інтенсивності напружень для товстостінного циліндра з поверхневою півеліптичною тріщиною обчислено за формулою [21, 22]:

$$K = \sigma_{bg} \sqrt{\pi a} \cdot Y,$$

$$\text{де } Y = 0,5 + 4,78 \frac{a}{D} - 30,6 \left(\frac{a}{D} \right)^2 + 68 \left(\frac{a}{D} \right)^3,$$

σ_{bg} – напруження, спричинені згинальним моментом в аналізованому перерізі ролика;

$$\sigma_{bg} = M_{bg} / W_b, \text{ де } M_{bg} \text{ – згинальний момент; } W_b \text{ – момент опору}$$

перерізу ролика;

$$W_b = \frac{\pi}{32D_0} (D^4 - d^4).$$

Використання процедури SINTAP

Забезпечення надійної роботи конструкції полягає у виключенні можливості руйнування конструкції в межах заданого ресурсу. Наявність дефекту знижує реальне значення ресурсу роботи за рахунок зменшення коефіцієнта запасу. Тому безвідмовна робота конструкції повинна гарантуватися таким коефіцієнтом запасу, зниження якого недопустимо з міркувань надійності. Огибаюча крива руйнування, інакше крива оцінювання руйнування, залежить тільки від властивостей матеріалу за статичного розтягу і є функцією від L_r .

$$K_r = f(L_r),$$

де $f(L_r)$ – гранична крива;

$$f(L_r) = \left[1 + \frac{1}{2} L_r^2 \right]^{-1/2} \cdot \left[0,3 + 0,7 \exp(-\mu L_r^6) \right] \text{ для } 0 \leq L_r \leq 1.$$

$$\mu = \min \left(0,001E / \sigma_{0,2}, 0,6 \right),$$

$$f(L_r) = f(L_r = 1) \cdot L_r^{(N-1)/2N} \text{ для } 1 \leq L_r \leq L_{r \max},$$

$$N = 0,3 \left[1 - \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_B} \right], \quad L_{r \max} = \frac{1}{2} \frac{[\sigma_{0,2} + \sigma_B]}{\sigma_{0,2}}.$$

Тримкість матеріалу визначають за формулою

$$L_r = F / F_{0,2} \text{ або } L_r = \sigma_{ref} / \sigma_{0,2},$$

де F , F_Y , σ_{ref} – відповідно прикладені напруження, межа текучості та напруження в нетто-перерізі конструкції [199].

В таблиці 7.6 наведено функції та параметри густини розподілу механічних властивостей матеріалу.

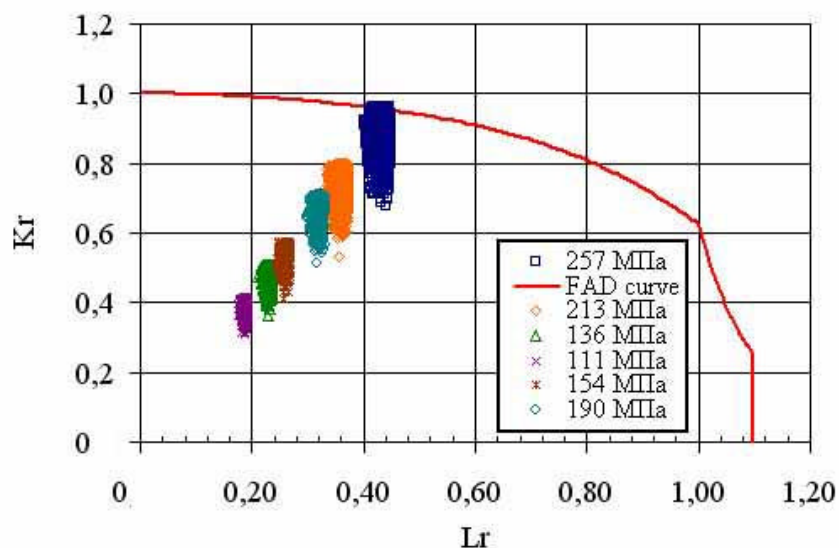
Табл. 4.4. Функція густини розподілу та значення параметрів розподілу

Характеристика	Тип розподілу	Параметри розподілу
K_{IC}	Вейбулла $f(u) = \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{u - u_0}{\eta} \right)^{\beta-1} \exp \left[- \left(\frac{u - u_0}{\eta} \right)^\beta \right]$	$u_0 = 93,969,$ $\beta = 7,601,$ $\eta = 1,393$
$\sigma_{0,2}$	Логарифмічно-нормальний $f(u) = \frac{1}{(u - u_0)\sigma\sqrt{2\pi}} \exp \left[- \frac{1}{2\sigma^2} \left(\ln \frac{u - u_0}{r} \right)^2 \right]$	$u_0 = 500, m = 16,$ $\sigma = 0,7$
σ_B		$u_0 = 600, m = 17,$ $\sigma = 0,5$

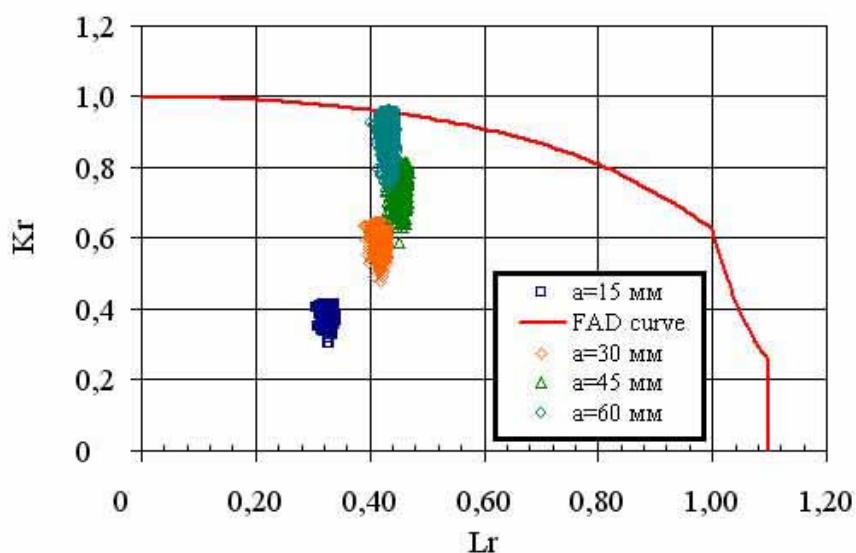
Для оцінювання імовірності руйнування конструкції методом Монте-Карло проводили 10000 симуляцій параметрів FAD. Аналізували кілька варіантів півеліптичних тріщин глибиною $a=0,05D...0,2D$. Відношення глибини тріщини до довжини на поверхні $a/2c = 4$.

Таким чином, отримано три статистичні вибірки значень живучості ролика за параметрами K_r та L_r . Згідно з діаграмою оцінювання руйнування ролика МБЛЗ з тріщиною довжиною 60 мм, режими розливання слябової заготовки суттєво впливають на стан конструкції. Помітно, що причиною виходу з ладу ролика є тріщини та вичерпування ресурсу за показником K_r . Виявлено, що є значний запас міцності за L_r , оскільки граничні значення даного показника не перевищують 0,5.

Це свідчить про квазікрихке руйнування ролика за граничних значень КІН, що узгоджується з експлуатаційними даними.



а



б

Рис. 4.14. Діаграми оцінювання руйнування (FAD) ролика МБЛЗ залежно від експлуатаційних напружень (а) та глибини тріщини (б)

Зниження швидкості лиття з 1,0 м/хв до 0,5 м/хв призводить до підвищення мовірності руйнування ролика та зростання K_r від 0,5...0,8 до 0,7...1,0. Ймовірність руйнування конструкції P_f при 257 МПа становить 0,0259.

Досліджували вплив розміру дефекту на ймовірність руйнування ролика та можливість його експлуатації при зниженні швидкості лиття від 1,0 до 0,5 м/хв. Виявлено, що дефекти, менші за 60 мм, є допустимими та

не призводять до руйнування конструкції за досліджуваними параметрами. На рис. 4.15а зображено ймовірність руйнування ролика МБЛЗ залежно від експлуатаційних напружень.

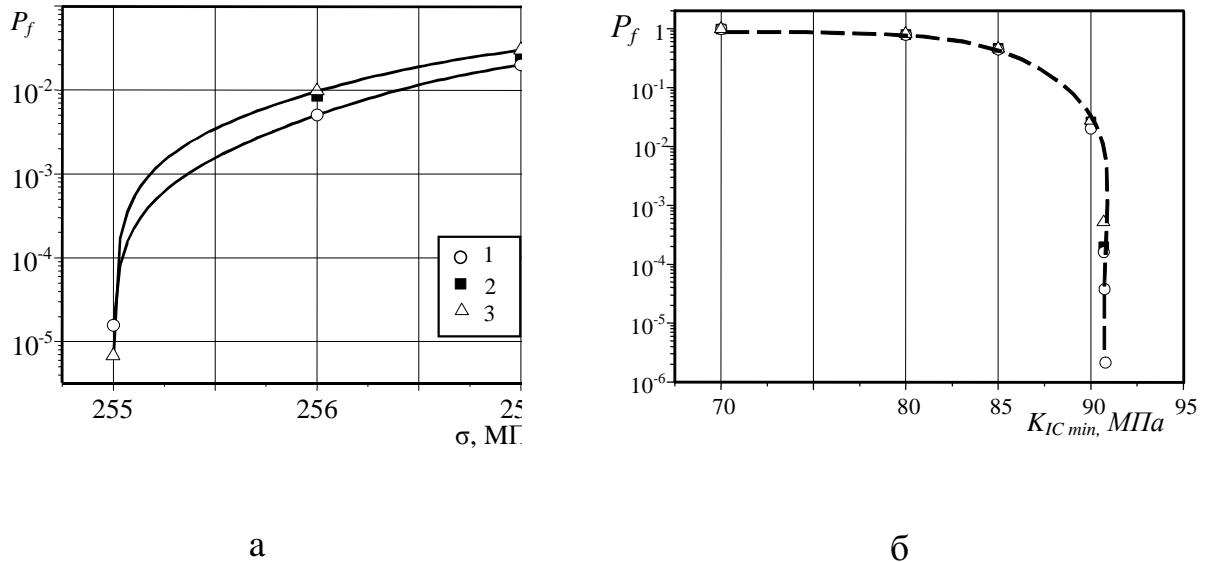


Рис. 4.15. Залежність імовірності руйнування від експлуатаційних напружень - а та від зниження мінімального значення КІН матеріалу – б ($a=60$ мм):

1 – метод оцінювання надійності I-го порядку; 2 – Монте-Карло з вибіркою за значущістю; 3 – Монте-Карло

Імовірності руйнування ролика оцінювали за методом Монте-Карло, оцінювання надійності I-го порядку, Монте-Карло з вибіркою за значущістю. Всі ці методи задовільно узгоджуються між собою.

Якщо розглядати руйнування ролика як аварію середнього рівня важкості $[P_f]=10^{-3}$, то граничним значенням напружень конструкцій з тріщиною $a=60$ мм є 255 МПа. Приймавши, що руйнування ролика приведе до важких наслідків, за глибини тріщини $a=60$ мм імовірність його руйнування P_f перевищує допустиму $[P_f]=7 \cdot 10^{-5}$, отже ролик з таким розміром тріщини не можна експлуатувати.

Оцінювали вплив деградації властивостей матеріалу ролика МБЛЗ, зокрема зниження мінімального значення K_{IC} на ймовірність його руйнування. Виявлено, що за максимальної довжини тріщини $a=60$ мм

конструкція є чутливою до зміни тріщиностійкості матеріалу. Зниження K_{Icmin} на 10% збільшує ймовірність руйнування конструкції до 10^5 .

5. САПР

Перспективними для оцінювання стану конструкції є підходи SINTAP, які враховують тріщиностійкість, міцність і пластичність матеріалу, забезпечуючи визначення причини втрати тримкості об'єкта внаслідок розвитку тріщини або за пластичної деформації конструкції. Цей підхід ґрунтується на двокритеріальному аналізі властивостей моделі об'єкта. Алгоритм побудовано за схемою послідовних покрокових рівнів аналізу. Це дозволяє швидко оцінювати стан конструкції з використанням мінімальної інформації про об'єкт дослідження рис. 5.1.

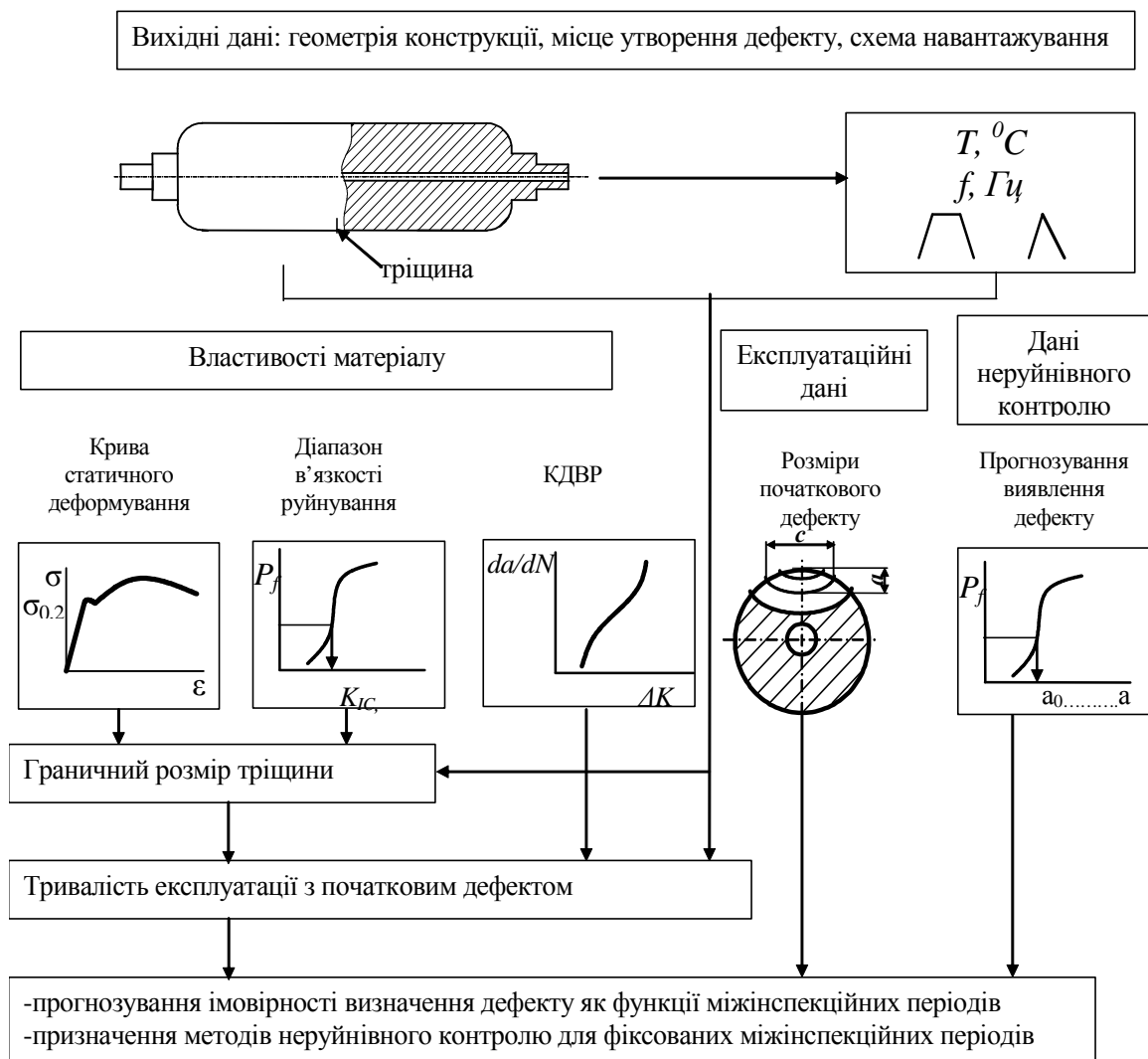


Рис. 5.1. Схема оцінювання граничного стану ролика МБЛЗ

Вхідними параметрами, потрібними для оцінювання руйнування конструкції, є:

- геометричні параметри розташування й орієнтації потенційних тріщин або тріщиноподібних дефектів;
- експлуатаційні навантаження;
- деформаційні характеристики матеріалу (статична крива розтягу);
- розмір критичного дефекту.

Частину вхідних параметрів, зокрема умовну межу текучості, діючі навантаження та статичну в'язкість руйнування матеріалу описували з використанням методів математичної статистики.

Оцінювали тримку здатність конструкцій з тріщиною на основі підходу, що поєднує методи опору матеріалів і методи лінійної механіки руйнування.

Визначення гарантовано «безпечних» дефектів

Під межею тріщиностійкості розуміють неперервну сукупність значень граничних КІН матеріалу для всього інтервалу характерних розмірів тріщин. Концепція межі тріщиностійкості дозволяє використовувати відомі формули обчислення КІН для оцінювання тримкості конструкції за крихкого та квазікрихкого руйнування [204].

У праці визначали запас міцності за критичним напруженням або межею міцності матеріалу. Запас за розміром дефекту визначали порівнянням експлуатаційного та критичного розмірів тріщини. Мінімальну величину поверхневого напівеліптичного дефекту $a_{\min}^{\text{крих}}$, що зумовлює крихке руйнування деталі, визначали за формулою

$$\frac{a_{\min}^{\text{крих}}}{Q} \geq 0,4 \cdot \left(\frac{K_{IC}}{\sigma_{0,2}} \right)^2, \quad (5.1)$$

де Q – параметр форми тріщини.

За напружень $0,8\sigma_{0,2}$ починається область пружно-пластичного руйнування, коли треба застосовувати нелінійну механіку. Відомо, що застосування лінійної механіки руйнування при $\sigma > 0,8\sigma_{0,2}$ призводить до,

похибки, що йде в запас міцності конструкції. В області вершини дефекту виникає пластична деформація, зменшується гострота тріщини, а, отже, й руйнування відбувається за вищого рівня напружень.

В'язке руйнування відбувається за критичного напруження, що перевищує межу міцності:

$$\frac{a_{\min}^{\sigma'язк}}{Q} \leq 0,25 \cdot \left(\frac{K_{IC}}{\sigma_B} \right)^2, \quad (5.2)$$

σ_B – межа міцності матеріалу; $a_{\min}^{\sigma'язк}$ – мінімальна глибина півеліптичного дефекту, яка спричиняє в'язке руйнування деталі.

Відомий метод визначення граничної довжини тріщини a_k в матеріалі ролика МБЛЗ ґрунтується на аналогічному підході:

$$a_k = 0,16 \frac{K_{IC}^2}{\sigma_{кр}}$$

де $\sigma_{кр}$ – найбільше короткотривале напруження на поверхні ролика від механічних навантажень, що виникає внаслідок відхилень від технологічного режиму.

Умови експлуатації ролика МБЛЗ на підприємстві:

1. Швидкість обертання 1,0...1,5 м/хв.;
2. Лінійний контакт ролика із злитком;
3. Незмінність температурного поля у осьовому напрямку;
4. Навантаження ролика термомеханічне;
 - 4.1. Ролик навантажується феростатичним тиском стовпа рідкого металу на оболонку злитку, що підтримується роликami;
 - 4.2. Ролик працює за умов контакту із злитком та охолодження з протилежного боку що спричиняє термоцикл у поверхневих шарах та несиметричність температурного поля.

Товщина слябу складає 250 – 400 мм, а ширина до 2000 мм. Температура на поверхні слябу перебуває в межах від 600 до 1300°C в залежності від

відстані до кристалізатора. Через внутрішню порожнину ролика $\varnothing 80$ мм прокачують технічну воду для його охолодження. Швидкість обертання ролика залежить від його діаметра та швидкості переміщення слябу по технологічній осі машини в межах 1,0 м/хв. (в позаштатних випадках трапляються зупинки МБЛЗ на 3 – 5 хв.).

Під час контакту зі слябом в роликах по поперечному перерізу виникає градієнт температури, який викликає термічні напруження, величина яких на поверхні залежить від швидкості розливки сталі. Напружений стан роликів МБЛЗ визначається комплексним впливом термічних та механічних напружень.

Відомі моделі розв'язку задачі теплопровідності у програмному пакеті MSC VisualNastran. Задавали температуру на поверхні ролика яку передає йому нагріте тіло (сляб), та температуру охолодження у внутрішньому отворі, отримано для розрахунку НДС від розподілу температури по об'єму ролика

Підсумовуючи відомі літературні дані можна умовно виділити кілька типових зон у перерізі ролика МБЛЗ, рис. Ці зони також можна побачити на моделі ролика МБЛЗ, рис. 5.2.

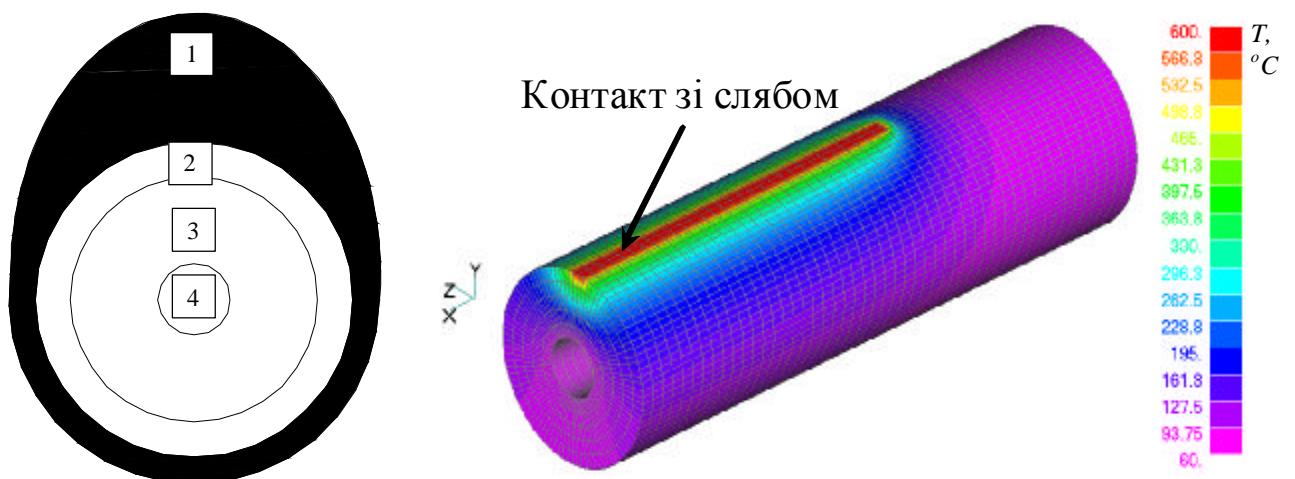


Рис. 5.2. Схема розподілу температурного поля – а та скінченно-елементна модель перерізу ролика МБЛЗ при його зупинці – б (за даними В.І. Калініченко, Н.О. Гопкало, 2010)

Кожній з зон ролика відповідають певні температурні умови, які зумовлюють зміну напружено-деформованого стану, табл. 5.1.

Табл. 5.1 Температурні умови експлуатації ролика МБЛЗ за умов усталеної розливки ($v=1,0$ м/хв.)

Зона ролика, h	Температурні умови	Зміна температури протягом циклу $\Delta t, ^\circ C$	Відносна глибина від поверхні, r/R
1	Термоциклювання	600↔375	0...0,03
2	Накладання квазістаціонарної та циклічної складової	375↔150	0,03...0,19
3	Квазістаціонарне температурне поле	60...150	0,19...0,38
4		40...60	0,38...1,0

Таким чином загальний розв'язок задачі обчислення КІН ролика розглядали у вигляді комбінування двох розв'язків: теорії балок (шарнірно закріплена балка, навантажена розподіленим зусиллям q) та плоске температурне поле незмінне у напрямку повздовжньої осі ролика МБЛЗ.

6. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

6.1. Актуальність охорони праці

Одним з головних завдань при розробці технічних проектів є вирішення питань по охороні праці та техніці безпеки, розробка конкретних заходів, які виключають травматизм і усувають вплив на організм робітників небезпечних і шкідливих факторів.

Згідно Закону України “Про охорону праці” [29], що був прийнятий 14 жовтня 1992 року, на будь – якому об’єкті, де працюють люди, повинні бути створені здорові і безпечні умови праці. Будівлі, обладнання, технологічні процеси не повинні створювати загрози працюючим, негативно впливати на їхній стан здоров’я та самопочуття. Для забезпечення цих вимог заходи по охороні праці повинні здійснюватися на базі нової технології і наукової організації виробництва [29]. Особливо важливими факторами полегшення і оздоровлення умов праці, підвищення його продуктивності є комплексна механізація і автоматизація робіт і технологічних процесів, застосування засобів обчислювальної техніки в наукових дослідженнях і на виробництві.

Охорона праці робітників і службовців є одним із головних обов’язків адміністрації будь-якого підприємства. Покращення умов праці, розробка і здійснення заходів по зниженню виробничого травматизму і професійної захворюваності, крім великого соціального ефекту, дають економічні результати, які виражаються у збільшенні періоду професійної активності працюючих, зростанні продуктивності праці, зменшенні втрат пов’язаних з травматизмом, професійною і виробничою захворюваністю, зменшення текучості кадрів і зменшення затрат на пільги і компенсації. Раціональний

комплекс заходів, направлених на покращення умов праці, може забезпечити приріст продуктивності праці на 15 – 20 % і більше [30].

6.2. Правила техніки безпеки при роботі в лабораторіях

У лабораторному приміщенні мають місце шкідливі і небезпечні чинники першою і четвертої групи.

Фізичні небезпечні й шкідливі виробничі чинники.

- 1) Підвищений рівень шуму, відповідно до ГОСТу 12.1.003-83 [30], джерелами якого є друкуючі пристрої і установки кондиціонування. Вплив шуму на організм людини призводить до зниження гостроти зору, зорової адаптації, порушує сприйняття зорової інформації та знижує продуктивності праці на 30-60%.
- 2) Підвищена температура довкілля, виникає й унаслідок одночасної роботи обчислювальної техніки і освітлювальних установок, які значну частину споживаної електроенергії перетворюють в теплову. Вплив цього чинника на організм людини призводить до зайвим затратам енергії нормалізацію теплового балансу, наслідком є відчуття дискомфорту й відповідне зниження працездатності.
- 3) Підвищене значення напруги в електричному ланцюгу, замикання якого може статися через людину. Це може призвести до електроудару, який впливає на організм людини біологічно (роздратування і порушення нервових і м'язових тканин) і механічно (розриви шкірного покриву, вивихи).
- 4) Недостатня освітленість робочої зони, причиною якої може бути широкий діапазон зміни і мінливість природного світла, неправильний вибір штучного освітлення і їхнього розташування. Цей чинник викликає стомлення очей, зниження працездатності, можуть призвести до патологічному погіршення зору людини.

5) Відсутність чи недолік природного світла, причиною його можуть стати такі джерела: площа і орієнтація вікон, ступінь чистоти скла вікон, забарвлення стін приміщення. Природне освітлення має важливе значення для працюючих. З іншого боку, природне освітлення має і психологічну дію, створюючи для працюючих відчуття безпосереднього зв'язку з його оточенням.

6) Підвищений рівень електромагнітних випромінювань, джерелом якого є електронно-променеві трубки моніторів ЕОМ. Вплив цього чинника на організм людини призводить до захворювань нервової системи, раку.

7) Психофізіологічні шкідливі чинники. Джерелами фізіопсихологічного чинника є нерациональна організація робочого місця, напруженість праці.

Усі ці фактори сприяють зміни в людини функціонального стану центральної нервової системи [30], нервово-м'язового апарату рук (під час роботи з клавіатурою введення інформації):

- розумова перенапруга;
- перенапруження зорових аналізаторів;
- монотонність праці;
- емоційні перевантаження;
- статичні перевантаження.

6.3. Санітарно-гігієнічні вимоги у лабораторному приміщенні

Виробнича санітарія – система організаційних, гігієнічних і санітарно-технічних заходів і засобів [32], які запобігають дії на робітників виробничих факторів.

Виробнича санітарія включає оздоровлення повітряного середовища і нормалізацію параметрів мікроклімату в робочій зоні, захист працюючих

від шуму, вібрації, ультразвуку і електромагнітних випромінювань; забезпечення потрібних нормативів природнього і штучного освітлення; підтримання у відповідності з санітарними вимогами території підприємства, основних виробничих і допоміжних приміщень [32]. Основними санітарно-технічними системами забезпечення потрібних умов праці у даному випадку є: система вентиляції і кондиціонування повітря, система опалення, освітлення виробничих приміщень. В розливочному цеху встановлена система приточно-витяжної вентиляції. Опалення цеху парове. Подача тепла здійснюється від загальнозаводської котельні.

Вимоги до освітлення

Основні вимоги охорони праці до освітленості такі. Освітленість повинна бути достатньою і відповідати характеру зорових робіт. Освітленість повинна бути рівномірною без різких тіней. Між об'єктом розрізнення і фоном, на якому розглядається об'єкт, повинна бути деяка контрастність [32]. Джерело світла не повинно осліпляти працюючого. Рівень освітленості робочих поверхонь повинен бути постійним в часі і мати оптимальний спектральний склад світла. Електроосвітлювальні пристрої повинні бути безпечними при експлуатації .

$$P = P_{\text{ном}} \cdot S_n / n = 15 \cdot 900 / 150 = 90 \text{Вт} .$$

Протипожежні заходи

Будівлі та їх частини у яких розміщені ЕОМ, повинні мати не нижче II ступінь вогнестійкості. Пожежі помешкань з ЕОМ представляють собою особливо небезпечні ситуації, так як пов'язані з великими матеріальними втратами. Пожежа може виникнути при взаємодії горючих речовин [31].

Можливі причини виникнення пожежі у приміщенні роботи програмістів і операторів ЕОМ:

а) недотримання правил експлуатації електронно-обчислювальної техніки;

- б) недотримання правил пожежної безпеки;
- в) перегрів розеток та частин обладнання перехідного опору у місцях сполук;
- р) несправність загального чи місцевого освітлення робочих місць.

Горючими компонентами у приміщенні є:

- а) віконні рами, двері, робочі столи;
- б) книжки, довідники-роздруківки програм, інші робочі матеріали;
- в) розчинники, мастила та інші пожежонебезпечні речовини, які періодично йдуть на проведення ремонтних і профілактичних робіт на встановленому у приміщенні устаткуванні.

Джерелами виникнення пожежі є:

- а) елементи електропроводки, що потенційно можуть перегріватись внаслідок несправності устаткування чи порушення правил експлуатації устаткування;
- б) устаткування, встановлене у приміщенні.

Щоб запобігти пожежі необхідно проводити ряд технічних і організаційних заходів у відповідність до ГОСТ 12.1.004 – 91 і ГОСТ 12.4.009 – 83.

У системі запобігання пожежі передбачити:

- Встановлюють 1 вогнегасник на $40 - 50\text{м}^2$ [31], але не менше двох у приміщенні. У приміщенні де, проводяться роботи, пов'язані зі створенням автоматизованої системи збирання та опрацювання інформації необхідно встановити 2 вогнегасника ЗУ – 5;
- а) ящик з піском обсягом $0,5\text{ м}^3$;
 - б) систему з автоматичною пожежною сигналізацією з датчиками, що реагують на поява диму ФНП – 1 з розрахунку 1 на 10 м^2 ;
 - в) телефон, встановлений у легкодоступному місці.

Організаційно-технічні заходи щодо пожежної безпеки містять у собі такі положення:

- а) включення питань пожежної профілактики в усі інструктажі технічної безпеки;
- б) заборона паління в неналежному місці;
- в) призначення відповідального за пожежну безпеку;
- г) контроль ізоляції і реальний стан електропроводки з періодичністю 1 раз на рік.

ВИСНОВКИ

У магістерській роботі вирішено актуальне науково-прикладне завдання створення теоретичних засад, методів і систем автоматизованого прогнозування та об'єктивного аналізу дефектної структури поверхневих шарів тривалоексплуатованих конструкцій.

Це забезпечує запобігання нештатним ситуаціям, які можуть викликати значні динамічні навантаження в електричній та механічній підсистемах приводу роликів МБЛЗ, і, в кінцевому результаті, призводити до руйнування його елементів.

Беручи до уваги підвищену технічну складність МБЛЗ, вартість комплектуючих, що входять до його складу, та необхідний для ремонту персонал – відновлювальний ремонт по причині виникнення аварійних режимів на практиці виявляється трудомістким та відносно дорогим. Серед перспективних напрямів досліджень відмічаються технології діагностування стану приводу МБЛЗ.

Пропонований алгоритм виявлення несправностей полягає в тому, що при відомій частоті обертання ролика МБЛЗ та його навантаженні в квазістаціонарному режимі визначаються розміри дефектів на його поверхні оптико-цифровим методом. Їх геометричні розміри підставляють у формулу залишкової довговічності й оцінюють кількість циклів до руйнування та ймовірність настання цієї події.

ЛІТЕРАТУРА

1. Коротков В.А., Баскаков Л.В. Трещиностойкость роликов установок непрерывной разливки стали // Сварочное производство.-1993.-№4.-С17-19.
2. Машины непрерывного литья заготовок. Теория и расчет. Л.В. Буланов, Л.Г. Корзунин, Е.П. Парфенов, Н.А. Юровский, В.Ю. Авдонин / Под. общ. ред. Г.А. Шалаева. - Екатеринбург: Уральский центр ПР и рекламы, 2003.- 320 с.
3. Работоспособность наплавленных роликов машин непрерывного литья заготовок / Ф.С. Домбровский, Л.К. Лещинский.-К.: Институт электросварки им. Е. О. Патона, 1995.-198 с.
4. Адамов И.В., Хитько Л.А. Стойкость роликов с двухслойными литыми бандажами в слябовых МНЛЗ // Metallurgical and Mining Industry.-2001.-№3.-С31-33.
5. Ясній П.В., Марущак П.О. Вплив температури на швидкість росту тріщини у матеріалі покриття біметалевого ролика МБЛЗ // Машинознавство.-2004.-№2.-С. 3-9.
6. Марущак П.О. Методика дослідження швидкості росту тріщини і опис кінетичних діаграм руйнування в умовах втоми-повзучості // Вісник Тернопільського державного технічного університету.-2003.-№2.-Том 8.-С. 23-28.
7. Ясній П.В., Марущак П.О. Методика визначення коефіцієнту інтенсивності напружень для призматичного біметалевого зразка із бічною тріщиною // Вісник Житомирського державного технологічного університету.-2004.-№ 3 (30).- Технічні науки.-С. 35-41.
8. Токий В.В., Константинова Т.Е., Примислер В.Б., Добриков А.А. Электронно-микроскопический контраст локального изгиба при изменении угла наклона фольги // Metallofizika. – 1994. – Т. 16, № 3. С. 65 – 70.

9. Утевский Л.М. Дифракционная электронная микроскопия в металловедении. М.: Металлургия, 1973. – 583 с.
10. Иванова В.С., Шанявский А.А. Количественная фрактография. Усталостное разрушение. – Челябинск: Металлургия, 1988. – 400 с.
11. Голицына, Е. В. Моделирование температурного поля ролика МНЛЗ / Е. В. Голицына // Вестник Череповецкого государственного университета. Естественные и технические науки. - 2005. - № 2 (9). - С. 62 - 64.
12. Голицына, Е. В. О сингулярной задаче нагрева вращающегося цилиндра с нелинейными тепловыми характеристиками / Е. В. Голицына, М. И. Летавин // Николай Ефимович Кирин. Сб. статей под ред. В. В. Жука и В. Ф. Кузютина. – СПб.: «АССПИН». - 2003. - С. 83 - 91.
13. Голицына, Е. В. Температурные напряжения в сечении вращающегося полого цилиндра с нелинейными тепловыми характеристиками / Е. В. Голицына, М. И. Летавин // Обозрение прикладной и промышленной математики. – 2005. – Т. 12. – Вып. 2. – С. 333 – 335.
14. Голицына, Е. В. О сингулярной задаче нагрева полого вращающегося цилиндра / Е. В. Голицына // Вестник Череповецкого государственного университета. Естественные и технические науки. - 2004. - № 2 (7). - С. 119-121.