

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

ГАНУШ ВАСИЛЬ ІВАНОВИЧ

УДК 621.771.004.15(043)

**ОЦІНКА ТЕХНІЧНОГО СТАНУ БАЗОВИХ КОНСТРУКЦІЙ
ПРЕСО-ПРОКАТНОГО УСТАТКОВАННЯ ПІСЛЯ ДОВГОТРИВАЛОЇ
ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

05.05.08 «Машини для металургійного виробництва»

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Дніпро – 2023

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі галузевого машинобудування Українського державного університету науки і технологій Міністерства освіти і науки України, м. Дніпро.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Білодієнко Сергій Валентинович,
завідувач кафедри галузевого машинобудування
Українського державного університету науки
і технологій, м. Дніпро

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, старший науковий співробітник
Вереньов Валентин Володимирович,
старший науковий співробітник Інституту чорної
металургії ім. З. І. Некрасова НАН України (м. Дніпро);

кандидат технічних наук, доцент
Зданевич Сергій Володимирович,
доцент кафедри вищої математики, фізики та
загальноінженерних дисциплін Дніпровського державного
аграрно-економічного університету (м. Дніпро).

Захист відбудеться 19.04.2023 р. об 11.30 години на засіданні спеціалізованої Вченої ради Д 08.084.03 Українського державного університету науки і технологій за адресою: 49600, м. Дніпро, пр. Гагаріна, 4.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці і на офіційному сайті Українського державного університету науки і технологій за адресою: 49010, м. Дніпро, вул. Лазаряна, 2.

Автореферат розісланий 13.03.2023 р.

Вчений секретар спеціалізованої
Вченої ради Д 08.084.03, д.т.н., проф.

Л. В. Камкіна

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність роботи. Структуру механічної системи технологічного устаткування промислових виробництв можна представити складеною з таких ділянок, як двигун, трансмісія, виконавчий механізм і інструмент. Всі ці елементи встановлено на базових несучих конструкціях, до яких віднесено рами, станини, каркаси, корпуси, кожухи, тощо. Ресурс базових конструкцій визначає кампанію об'єкту. Зараз спостерігається світова тенденція до збільшення призначених термінів експлуатації основного технологічного устаткування в усіх галузях.

Збільшення нормативних термінів експлуатації відповідають вимогам концепцій «Індустрія 4.0» і «зеленої металургії». В результаті подовження строків до зняття з експлуатації зменшуються не тільки питомі витрати на утримання устаткування, але і відрахування на амортизацію. Це вкупі дає можливість знизити собівартість продукції і зробити виробництво конкурентоспроможним. Тенденція до збільшення строків експлуатації понад нормованих спостерігається і в металургійному виробництві. Продовжується експлуатація базових конструкцій прокатних станів, які відпрацювали 50 – 80 років. Природньо, що при цьому необхідно оцінити залишковий ресурс базових конструкцій. Дослідження в області міцності і надійності базових елементів пресо-прокатного устаткування широко ведуться і є актуальними. Особливої актуальності вони набули у зв'язку з необхідністю продовження ресурсу технологічних установок після їхньої довготривалої експлуатації. Такий захід має чималий економічний сенс.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тема дисертаційної роботи пов'язана з напрямком наукової діяльності кафедри «Машини і агрегати металургійного виробництва» Українського державного університету науки і технологій – «Технічне обслуговування та діагностування механічних систем за контролем їх безпеки та ризику».

Дисертація є складовою частиною науково-дослідної роботи «Дослідження правил об'єднування показників надійності елементів силових систем стосовно стратегії обслуговування промислового обладнання за фактичним технічним станом» (Державна реєстрація № 0119U100885) при участі здобувача, як виконавця; частиною науково-дослідної роботи «Розробка основ технічного обслуговування механічних систем за контролем безпеки» (Державна реєстрація № 0112U007680) при участі здобувача, як відповідального виконавця; частиною науково-дослідної роботи «Оцінка навантаженості та довговічності вузлів ротора роторного екскаватора КУ-800 з метою діагностування їх технічного стану» (Державна реєстрація № 0107U005711) при участі здобувача, як виконавця.

Мета та завдання дослідження. Метою дисертації є удосконалення технічного обслуговування базових елементів механічних систем, які потерпають від комбінації пошкоджуючих процесів на прикладі станин робочих прокатних клітей і гідравлічних пресів. Означена мета досягається шляхом розробки діагностичних моделей, які враховують комбінований характер навантаження конструкцій.

Відповідно до зазначеної мети в роботі поставлені наступні задачі:

- 1) проаналізувати теоретичні основи оцінки технічного стану базових конструкцій за допомогою ресурсного індексу безпеки;
- 2) розробити модель втомної довговічності при комплексному навантаженні на підставі об'єднання індексів безпеки;

- 3) дослідити напружений стан станин автомат-стану та прошивного стану трубопрокатного агрегату 350;
- 4) оцінити залишковий ресурс станин робочих клітей трубопрокатного агрегату 350;
- 5) оцінити технічний стан станини пресу зусиллям 100 МН для виробництва залізничних коліс;
- 6) спрогнозувати ресурс колон пресу зусиллям 100 МН.

Об'єкт дослідження: процеси технічного обслуговування і їх моделювання для базових елементів пресо-прокатного устаткування.

Предмет дослідження: показники надійності і безпеки механічних силових систем, а також процеси комбінованого навантаження

Методи дослідження. Теоретичні дослідження виконані з використанням фундаментальних закономірностей і аналітичних методів математичної статистики і ризик-аналізу, теорії технічного обслуговування, теорії надійності складних технічних систем. Експериментальні дослідження виконано з урахуванням методів експериментальної механіки за допомогою атестованої випробувальної техніки і апаратури у поєднанні з методом скінченних елементів. Обробку експериментальних результатів і побудову моделей виконано з використанням методів планування експерименту, теорій опору втомі і механіки руйнування.

Наукова новизна отриманих результатів:

1. Отримав подальший розвиток принцип знаходження імовірностей відмови і безвідмовності шляхом порівняння функцій розподілу довговічності і наробітку, що у поєднанні з використанням комплексного діагностичного показника – ресурсного індексу безпеки, призводить до більш консервативної форми статистичного запасу, аніж його традиційна форма. Знайдений взаємозв'язок між двома формами статистичного запасу, який здійснюється через коригувальну функцію.

2. Вперше розроблена модель довговічності багатовісної втоми на підставі правила об'єднання ресурсних індексів безпеки. В її форматі знайдена модель коефіцієнтів обтяження для комбінованої дії дотичних і нормальних напружень у вигляді поліному другого ступеню. Вирішена задача взаємозв'язку між накопиченим пошкодженням і коефіцієнтом обтяження. Для конструкційних сталей встановлено відношення межі втоми для дотичних напружень і межі втоми для нормальних напружень згину, яке дорівнює 0.385.

3. Вперше з'ясовано, що функція ризику станин на стадії зародження тріщини може бути представлена лінійною залежністю, прямопропорційною до наробітку. Для оцінки технічного стану станин ТПА 350 використано функцію ризику, яка на відміну від функції надійності є чутливою до наробітку. Процес втрати несучої здатності станин представлено декількома стадіями, при яких збільшення ризику відбувається з різною інтенсивністю.

4. Вперше сформовано модель гарантованого ресурсу колон важких гідравлічних пресів, яка враховує нестаціонарність процесу штампування, варіації коефіцієнтів нерівномірності навантаження колон, зусилля затягання різьби, її границю витривалості. Визначено, що безпечний довготривалий строк експлуатації колон можливий тільки за певних умов, до яких в першу чергу відноситься неперевищення коефіцієнту нерівномірності навантаження понад 15%, наближення границі витривалості в зоні

різьби до 30 МПа. Недотримання цих умов переводить станину преса до обслуговуваних механічних систем, які потребують контролю діагностичних показників.

Практичне значення отриманих результатів.

1. Розроблено методику випробувань для визначення первісних даних для моделі багатовісної втоми, яка придатна для звичайних випробувальних машин і зразків простої форми. З врахуванням цього розроблено алгоритм оцінки довговічності при комбінованому навантаженні. Результати використано в навчальному процесі Українського державного університету науки і технологій (акт використання від 03.09.2022).

2. Розроблено рекомендації з діагностування технічного стану і з визначення залишкового ресурсу станин робочих клітей трубопрокатного агрегату 350, а також колон станини пресу зусиллям 100 МН, які використано в (акт використання від 16.09.2022).

Достовірність наукових результатів та висновків підтверджується коректністю постановки задач на підставі всебічного аналізу та узгодженості вихідних даних, застосуванням апробованих теоретичних методів з врахуванням загальноприйнятих чи обґрунтованих припущень. Обґрунтованість математичних моделей опору втомі, руйнуванню і зносу базується на схожимості результатів лабораторних і промислових досліджень з прогнозними розрахунками.

Особистий внесок здобувача. Дисертація є результатом самостійної роботи під керівництвом д.т.н., професора С. В. Білодіденко і колективної роботи автора, що відображено низкою публікацій результатів досліджень. У дисертації не використані ідеї співавторів публікацій. Всі принципові теоретичні та експериментальні результати, отримані в дисертації, засновані на дослідженнях, виконаних автором самостійно. Автором виконано огляд досліджень міцності і ресурсу базових конструкцій прокатного устаткування [9]; розроблено алгоритм визначення безпеки базових конструкцій за умов багатоджерельного пошкодження [5, 7, 84, 85]; сформовано правила об'єднання індексів безпеки елементів базових конструкцій [55, 56, 57, 58, 59, 61, 62]; запропоновано концепцію допустимого ризику і індексу безпеки для оцінки технічного стану базових конструкцій [41, 42, 50]; оцінено технічний стан станин трубопрокатного агрегату 350 за допомогою функції ризику [4]; розроблено конструкції фіксуєчих пристроїв кришки на станині робочої кліти прошивного стану трубопрокатного агрегату 350 [98, 99]; розроблено і застосовано спосіб визначення зусилля штампкування на гідравлічних пресах шляхом тензометрування колон [112]; оцінено напружено-деформований стан базових конструкцій пресу для виробництва залізничних коліс зусиллям 100 МН [113, 114].

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати дисертаційної роботи доповідалися на: V Міжнародній науковій конференції «Проблеми транспорту» (м. Катовіце, Польща, 2013 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Надійність та безпека технологічного обладнання RSTE-2015» (м. Дніпро, 2015 р.); Всеукраїнській науково-технічній конференції «Механіка машин – основна складова прикладної механіки» (м. Дніпро, 2017 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні. ITMM-2018» (м. Дніпро, 2018 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Надійність та динаміка важких машин RDHM-2018» (м. Дніпро, 2018 р.); XIX Міжнародному колоквиумі з механічної втоми металів (м. Порто, Португалія, 2018 р.); I Міжнародний сімпозіум «Аналіз ризиків і безпека складних конструкцій і компонентів IRAS 2019» (м. Порто,

Португалія, 2019 р.); I Міжнародна віртуальна конференція з механічної втоми VSMF 2020 (м. Порто, Португалія, 2020 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні. ITMM-2021» (м. Дніпро, 2021 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Пошкодження матеріалів в процесі експлуатації: діагностика та прогнозування» (м. Тернопіль, 2021 р.).

Публікації. Основний зміст дисертації викладено у 19 наукових працях, в тому числі: 10 статей у наукових фахових виданнях, затверджених ДАК МОН України, 5 з яких опубліковані у виданнях, що індексуються у міжнародних науково-метричних базах Scopus і Index Copernicus; 6 матеріалів праць і тез науково-технічних конференцій, в 2 патентах на корисну модель України, 1 монографії.

Структура дисертації. Дисертація складається з вступу, чотирьох розділів з висновками по кожному розділу, загальних висновків, переліку використаних літературних джерел (118 найменувань, з урахуванням публікацій автора) та додатків. Дисертацію оформлено в одному томі. Загальний обсяг роботи складається з 208 сторінок тексту і містить: 81 рисунків, 18 таблиць, 2 додатки.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі дана загальна характеристика роботи, обґрунтована актуальність теми дослідження, сформульовані мета і завдання дисертаційної роботи, визначені об'єкт, предмет і методи досліджень, обґрунтована наукова новизна і практичне значення отриманих результатів, особистий внесок здобувача в вирішення поставлених задач, результати роботи та їх апробація, публікації, структура та обсяг дисертаційної роботи.

Розділ 1 Присвячений теоретичним основам оцінки технічного стану базових конструкцій за допомогою ресурсного індексу безпеки. Серед базових конструкцій (BS, рис. 1.1) прокатного обладнання, які користувалися найбільшою увагою дослідників, переважають станини робочих клітей, рамні станини гідравлічних пресів. BS є відповідальними не тільки за ресурс об'єкта, але і за його безпеку. Відмови BS, як правило, призводять до максимальних збитків. Тому методи забезпечення міцності поступово еволюціонували в забезпечення безпеки і ризик-аналіз. Концепція прийняттого (допустимого) ризику, на якій базується теорія безпеки промислових об'єктів та система обслуговування за технічним станом, передбачає поетапне перепризначення строків служби: від проєктного – до вихідного, і далі – до залишкових ресурсів.

Для визначеного елемента механічної системи, на основі допустимої в галузі величини втрат за час експлуатації у вигляді прийнятного ризику $[\rho]$ і інтенсивності втрат до відмови даного елемента I_i з розмірністю [збиток/аварія], що показує значимість елемента, встановлюється необхідний рівень безпеки:

$$[R_i] = 1 - [\rho] / I_i. \quad (1.1)$$

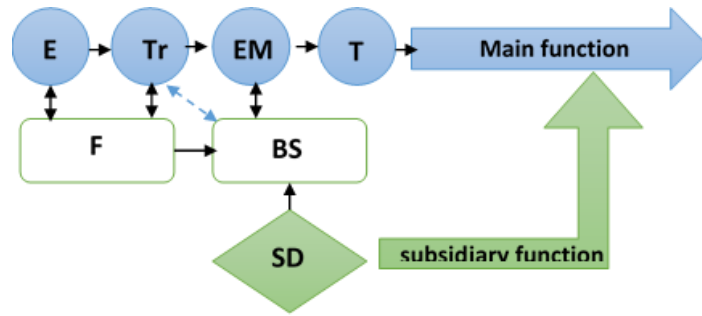


Рис. 1.1 - Структурна схема механічної системи технологічного устаткування

При імовірності безвідмовної роботи $P \geq R$ процес вичерпання ресурсу моделюється індексом безпеки $\beta_{\Sigma R}(t)$, а при $P < R$ процес представляється функцією розподілу ресурсу T_{Pik} .

Комплексний характер такого діагностичного параметра як індекс безпеки проявляється через його властивість об'єднання окремих показників елементів і процесів, що ушкоджують в узагальнений показник $\beta_{\Sigma R}$.

Для оцінювання безпеки використовується пара «накопичене пошкодження – граничне пошкодження». Така концепція відповідає концепції прийнятного ризику, де розглядається пара «ризик – граничний ризик». Ще одним втіленням цієї концепції є розгляд конкуруючої пари «наробіток t - ресурс T ».

В класичній надійності імовірність безвідмовності P визначається через статистичний запас γ і функцію Лапласа Φ :

$$P = \Phi(\gamma). \quad (1.2)$$

Для нормально розподілених незалежних показників y та Y (при $Y > y$) маємо:

$$\gamma_c = \frac{\bar{Y} - \bar{y}}{\sqrt{S_Y^2 + S_y^2}}, \quad (1.3)$$

де \bar{Y} і \bar{y} , S_Y та S_y – відповідно, медіанні значення і середньоквадратичні відхилення (СКВ) показників y і Y .

Зазвичай, у теорії надійності у якості величини y використовується навантаження s , а у якості величини Y використано показник міцності σ .

Статистичний запас γ_c у даному формулюванні, названий в літературі індексом безпеки Корнелла (Cornell's safety index), можна інтерпретувати як мінімальну відстань від центра O до лінії, відповідної до рівняння $\varepsilon = Y - y$, яка розділяє працездатний стан (safe) від непрацездатного (failure, рис. 1.2, а). Положення центра O визначається безрозмірними показниками технічного стану $\gamma_y = \bar{y}/S_y$ та $\gamma_Y = \bar{Y}/S_Y$, які є зворотними до коефіцієнтів варіації величин y і Y .

Метод статистичного запасу (first-order second-moment method) еволюціонував на ситуацію багатомірної надійності, коли об'єкт перебуває під дією мультидеградаційних процесів, кожний з яких має індекс безпеки γ_i , отриманий по (1.3). Тоді формула (1.2), що визначає імовірність граничного стану, перетвориться в $Q = \sum \Phi(\gamma_i)$.

Описаний підхід годиться для раптових відмов; для поступових відмов він досить умовний, а для оцінки втомних відмов – малоефективний. Додавши індексу безпеки і статистичному запасу ресурсне трактування, з'являється можливість використовувати формулу (1.2) для поступових відмов.

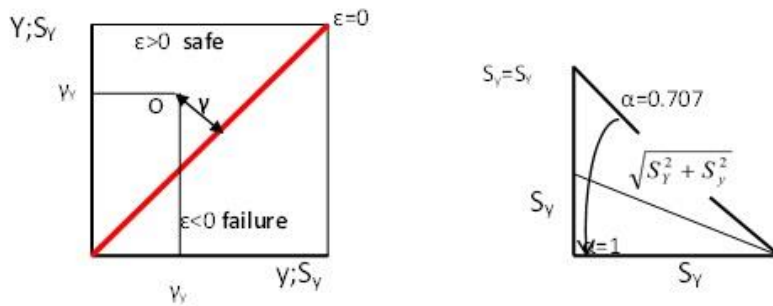


Рис. 1.2 - До визначення статистичного запасу Корнелла (а), і поправки α до нього (б)

У цьому випадку імовірність відмови представляється за допомогою порівняння функцій розподілу наробітку t_p і ресурсу T_p , а в загальному випадку – за допомогою порівняння розподілу показників y_p і Y_p (рис. 1.3).

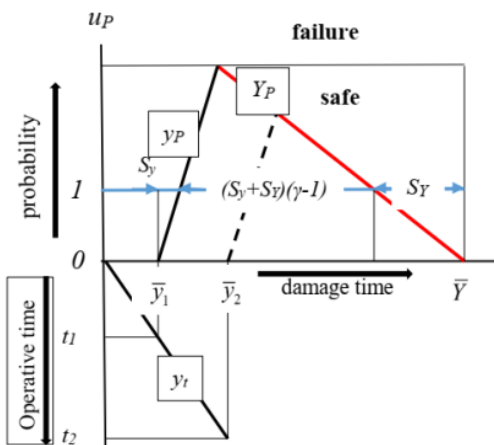


Рис. 1.3 - До визначення статистичного запасу γ при порівнянні функцій розподілу діагностичного параметра y_p і його межі Y_p за допомогою контролю наробітку y_t

Для визначення положення перетину, скористаємося рівняннями функцій розподілу:

$$y_p = \bar{y} + u_p S_y, \quad Y_p = \bar{Y} - u_p S_Y. \quad (1.4)$$

$$\text{Звідки } u_p = \frac{\bar{Y} - \bar{y}}{S_Y + S_y}. \quad (1.5)$$

Статистичний запас в даній трактовці має зміст квантиля. Тому при такому підході статистичний запас буде:

$$\gamma = \frac{\bar{Y} - \bar{y}}{S_Y + S_y}. \quad (1.6)$$

Для її визначення використовується область позитивних квантилей u_p для графіка t_p і y_p і область негативних квантилей $-u_p$ для графіків T_p і Y_p . Імовірність відмови у вигляді її квантиля буде відповідати точці перетинання цих графіків (рис. 1.3).

Статистичний запас вимірюється на рівні $P=0.5$. Тому і індекс безпеки повинен відповідати цьому рівню

$$\beta_{P=0.5} = \lg \left[\frac{S_Y + S_y}{\bar{y}} (\gamma - 1) - 1 \right]. \quad (1.7)$$

Більш точно взаємозв'язок між обома формами статистичного запасу виглядає

$$\gamma_C = \gamma \cos \left(\arctg \frac{S_y}{S_Y} \right). \quad (1.8)$$

так:

Тобто, замість лінійної функції $\alpha(y/Y)$ маємо гармонійну функцію:

$$\alpha\left(\frac{y}{Y}\right) = \cos\left(\arctg \frac{S_y}{S_Y}\right). \quad (1.9)$$

Таким чином, другий підхід (метод ресурсного індексу безпеки $\beta_{\Sigma R}$) є більш консервативним, сприяючи зниженню ризику і забезпеченню гарантованої безпеки. Таке трактування імовірності відмови логічно впливає з визначення індексу безпеки на основі запасу ресурсу.

Принципова різниця обох підходів полягає в тому, що в класичному підході Корнелла імовірність безвідмовності визначається як

$$P = \text{prob}(\varepsilon > 0),$$

а при запропонованому «лінеаризованому» підході:

$$P = \text{prob}(n_N > I).$$

Процедура об'єднання індексів безпеки елементів базових конструкцій є необхідною при багатоджерельному пошкодженні, оскільки на загальний технічний стан BS впливає не тільки ресурс слабкої ланки, але і їхня кількість, і рівень пошкодження кожної з них.

Безрозмірна характеристика ризику системи виглядає наступним чином:

$$\rho_{\Sigma} = \sum Q_{ik} U_{ik}, \quad (1.10)$$

де Q_{ik} – імовірність відмови i -го елементу від пошкодження k -го процесу,

U_{ik} – відносна значимість відмови (критичність) з імовірністю Q_{ik} .

Індекс безпеки визначається як логарифм імовірнісного запасу ресурсу n_{TP} . Останній являється зворотнім до імовірнісного накопиченого пошкодження в ресурсній трактовці a_P . Тобто для елементарного індексу безпеки справедливо:

$$\beta_{Pik} = \lg \frac{T_P}{t} = \lg n_{TP} = \lg a_P^{-1}, \quad (1.11)$$

де T_P – функція розподілу ресурсу (довговічності);

t – наробіток, який умовно вважається детермінованим.

$$\text{Індекс безпеки для систем: } \beta_{\Sigma P} = \lg \left(\sum \frac{U_{ik}}{10^{\beta_{Pik}}} \right)^{-1}. \quad (1.12)$$

При відмовах втомного типу навантаження представляється як сукупність стаціонарних процесів циклювання. Тоді показник критичності у вигляді імовірності виникнення втілюється через відносну тривалість дії c_i . Таким способом, зазвичай, враховується нестационарність навантаження. На додачу до цього, відповідним чином змінюється накопичене пошкодження a_0 . Критичність, що обумовлена повторюваністю може бути виражена як

$$U_{ik0} = c_i / a_0. \quad (1.13)$$

Тут $c_i = c_i$ має часовий характер. Його значення визначається через відношення часу дії стаціонарного процесу t_i до загального часу роботи t_{Σ} : $c_i = t_i / t_{\Sigma}$.

Але повторюваність також може бути обумовлена масштабом дії пошкоджуючого процесу. Чим більшим є розмір елемента E_i (рис. 1.4) z_i , тим відмова буде критичнішою. Це формалізується через відносний розмір елемента до розміру всього об'єкту z_{Σ} . Тоді $c_z = z_i / z_{\Sigma}$. Таким чином, показник повторюваності c , поряд з часовим характером, набуває рис масо-розмірного масштабу. У підсумку, для елемента маємо:

$$c_i = c_{ti} + c_{zi}. \quad (1.14)$$

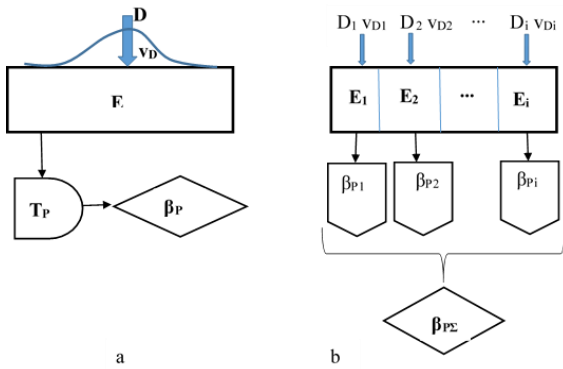


Рис. 1.4 - Схеми алгоритмів визначення індексів безпеки базової конструкції

Пошкодження можуть з'являтися тільки за певних умов навантаження, тільки в певних зонах BS. Тоді враховується тільки один рівень $c_i = c_{ol} = c_{olt} + c_{olz}$. Якщо розглядати BS як монооб'єкт, то $\beta_{ik} = const$ і загальний індекс безпеки буде залежати від критичності елементів:

$$\beta_{\Sigma P} = \lg \left(\frac{a_0 \cdot 10^{\beta_{ik}}}{\Sigma c_i} \right). \quad (1.15)$$

Таке рішення відрізняється від рішення за концепцією слабкої ланки і враховує решту небезпечних місць. На практиці, BS прокатного устаткування можуть бути розділені на 5–10 небезпечних елементів.

Прогнозована гарантована довговічність або первісний RSI β_{0Pi} для окремого елемента BS є більшими, аніж такі, що розраховані для всієї конструкції $\beta_{0Pi\Sigma}$.

Це відбувається за рахунок зменшення варіативності навантаження елемента v_{Di} у порівнянні зі всією конструкцією v_D . Але коли кількість пошкоджених елементів зростає величина $\beta_{\Sigma EXP}$ різко зменшується. Гарантована довговічність при поелементному розрахунку стає меншою, а ніж при монооб'єктному. Це є наслідком ефекту об'єднання елементів з експонентною функцією надійності. Цей ефект нівелюється, якщо надійність елементів змінюється за законом Ліндлі. Можна рекомендувати брати RSI як середній рівень, тобто: $\beta_{\Sigma P} = \beta_{\Sigma EXP} + 0,5$.

Розділ 2 Присвячений моделі втомної довговічності при комплексному навантаженні на підставі об'єднання індексів безпеки. Більшість реально функціонуючих елементів конструкцій і деталей машин потерпають від комплексного циклічного навантаження та комбінації деградаційних процесів. Комплексне навантаження призводить до виникнення в матеріалі конструкції складного напруженого складу (CHC)(complex stress state, CSS).

При вирішенні проблеми комплексів деформацій і пошкоджень операція об'єднання (U) може відбуватися на різних рівнях або етапах (рис. 2.1). Так, для забезпечення міцності достатньо об'єднати за певними гіпотезами показники напружено-деформованого стану (stress-strain state) $(\sigma_i, \tau_i, \varepsilon_i, \gamma_i)$ або запаси міцності (margins of safety) (n_σ, n_τ) . В деяких випадках можна використовувати параметри пошкодження DP , розрахунок яких має свою специфіку. При цьому отримують показники міцності системи (n_Σ) або еквівалентні напруження $(\sigma_{eq}, \tau_{eq}, \varepsilon_{eq}, \gamma_{eq})$. Для забезпечення довговічності системи об'єднуються (підсумовуються) пошкодження D_i окремих деградаційних процесів. Для процесів різної природи походження застосовується об'єднання окремих показників надійності R_i , після чого визначається надійність системи R_Σ . Такий принцип також використано для визначення ймовірності руйнування при СНС.

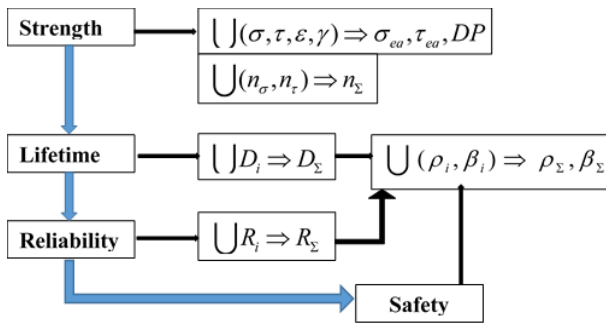


Рис. 2.1 - Схема вирішення проблеми комплексного навантаження і пошкодження шляхом об'єднання (U) показників властивостей механічних систем

Для унікальних об'єктів такий зміст втрачається. Тому варто переходити до методів ризик-аналізу. Якщо врахувати тяжкість відмов, то можна оцінити ризик ρ_{Σ} або безпеку β_{Σ} системи по окремих показниках ρ_i і β_i .

Останній показник називається ресурсним індексом безпеки (RSI, recourse safety indices).

Врахування СНС, яке виникає в матеріалі конструкції при комплексному навантаженні, в інженерії, здебільшого, здійснюється шляхом знаходження еквівалентного показника, який за своєю дією призводить до однакового з СНС пошкодження.

Еквівалентне напруження при сумісній дії нормальних і дотичних напружень визначається як:

$$\sigma_{eq} = k_{\sigma} \sigma. \quad (2.1)$$

В (2.1) k_{σ} – коефіцієнт обтяження базового процесу деформування, який є результатом об'єднання показників міцності при різних схемах деформування.

Довговічність при змішаному деформуванні, яке відповідає СНС, визначається за рівнянням кривої втоми (S-N curve) для базового процесу:

$$N_{\Sigma eq} = k_N N_B = k_{\sigma}^{-m} N_B. \quad (2.2)$$

Тут $m = m_{\sigma}$ – показник нахилу кривої втоми, вираженої для нормальних напружень, а довговічність має зміст еквівалентної.

Оскільки дотичні напруження відповідальні за появу втомних тріщин, в такій ситуації виникає доцільність еквівалентування за дотичними напруженнями. Для цього використовують різноманітні пошкоджуючі параметри – критерії DP Findley, Erickson, Suman, Fatemi-Socie.

Маючи пошкоджуючий параметр DP , з'являється можливість побудувати DP-N – curve замість S-N – curve і вести за їх допомогою прогнозування ресурсу.

Критерій ґрунтується з позицій механіки руйнування при розгляді появи тріщини на мікрорівні. Хоча тріщина може зростати під дією трьох відомих механізмів, її зародження відбувається тільки за рахунок зсуву, уздовж смуг ковзання (slip bands). При нормальному відриві (I mode) вони розташовані поперек напрямку зростання тріщини, а при поздовжньому і поперечному зсуві (II, III mode) – уздовж розвитку тріщини. Критична площина знаходиться на майданчику з максимальними зсувними деформаціями γ_a , які обтяжені нормальними деформаціями. Коефіцієнт обтяження k_{γ} в цьому випадку відноситься до деформації зсуву.

Треба зауважити наступне. 1. Методи еквівалентування СНС не дають чіткої відповіді, для яких процесів навантаження – статичних або циклічних, пропорційних або непропорційних – вони придатні. Особливо ця проблема гостро відчувається користувачами міцнісних моделей – конструкторами і ремонтниками (designers and

maintenance staff). 2. Моделі багатовісної втоми не працюють при $\tau_R/\sigma_R < 0.5$. 3. Залишається проблематичною експериментальна перевірка моделей багатовісної втоми, оскільки потребує створення спеціального випробувального обладнання. Тому є актуальними способи і методики, які дають змогу спростити імітацію СНС. 4. Методи еквівалентування за нормальними напруженнями, які ґрунтуються на класичних теоріях міцності, є малоефективними для прогнозування довговічності при багатовісній втомі. Це обумовлено тим, що процеси зародження тріщин не контролюються нормальними напруженнями, а пов'язані із зсувом. Тому критерії дотичних напружень і деформацій є більш ефективними, оскільки пов'язані з природою втоми.

Принцип об'єднання ресурсних індексів безпеки, за допомогою якого вирішується проблема багатовісної втоми, передбачає представлення навантаження як комбінацію окремих процесів.

Небезпечні місця BS потерпають від циклічних нормальних і дотичних напружень. На стадії зростання дефекту такі умови провокують руйнування змішаного типу, коли водночас спостерігаються I, II і III моди. Для змішаного руйнування автарами було розроблено, так званий, метод «чистих мод» (pure modes), який було застосовано для оцінки живучості (survivability) станин клітей трубопрокатного агрегату. Метод полягає в тому, що спочатку визначають криві живучості для окремих чистих (pure) мод, після чого за певним алгоритмом об'єднання визначається число циклів зростання до критичного розміру тріщини. Таку ідею запропоновано здійснити в алгоритмі визначення числа циклів навантаження до появи тріщини.

Згідно правила об'єднання ресурсних індексів безпеки (рис. 2.2) довговічність при нестационарному процесі N_Σ визначається через довговічності при стаціонарних процесах N_i як:

$$N_\Sigma = \frac{1}{\sum \left(\frac{U_i}{N_i} \right)} \quad (2.3)$$

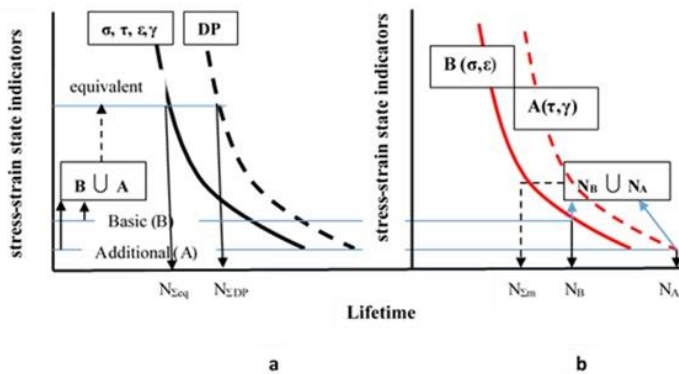


Рис. 2.2 - Принципова схема визначення довговічності при СНС N_Σ шляхом еквівалентування (а) і шляхом об'єднання індексів безпеки (б)

Для циклічних процесів критичність U_i визначається через відносну тривалість дії процесу c_i , який відповідає рівню навантаженості блоку. Також значимість залежить від внутрішньо блокового накопиченого пошкодження a_0 . Його величина, як правило, знаходиться в діапазоні $a_0=0,2 \dots 2,0$ і визначає небезпеку процесу. Чим менша величина a_0 , тим інтенсивніше протікає деградаційний процес, тим він небезпечніше. Отже:

$$U_i = \frac{c_i}{a_0} \quad (2.4)$$

Величина a_0 залежить від форми блоку і є однаковою для рівнів, тому можна записати:

$$N_{\Sigma} = \frac{a_0}{\sum \left(\frac{c_i}{N_i} \right)} \quad (2.5)$$

Стосовно сумісної дії двох процесів навантаження, які призводять до виникнення нормальних і дотичних напружень, (рис. 2.2, b):

$$N_{\Sigma m} = N_{eq} = \frac{aN_B N_A}{c_B N_A + c_A N_B} = aN_m = k_N N_B \quad (2.6)$$

В даному випадку розрахункова довговічність $N_{\Sigma m}$ відповідає комбінованому (змішаному) навантаженню, а довговічності N_B і N_A відповідають чистому навантаженню при базовому (B) і додатковому (A) процесі навантаження. За базовий процес можна прийняти циклювання нормального напруження, а за додатковий – циклювання дотичного напруження.

Ряд особливостей, які найбільш яскраво проявляються для призматичних зразків, був виявлений авторами при випробуваннях різних сталей на триточковий вигин. Для досліджень була обрана в'язка сталь 09Г2 (09G2) (межа міцності $\sigma_B=462$ МПа, межа плинності $\sigma_Y=328$ МПа, відносне звуження $\psi=0,56$), яка широко застосовується для виготовлення BS. На контраст від неї також досліджена термооброблена сталь 40Н (40H) ($\sigma_B=1480$ МПа, $\sigma_Y=1180$ МПа, $\psi=0,43$), яка використовується для виготовлення відповідальних елементів конструкцій. Досліджувався вплив відстані між опорами зразка (довжина прольоту) на опір втомі при триточковому згині. Цей фактор характеризується коефіцієнтом плеча (кратністю прольоту) γ_L у вигляді відношення висоти зразка h до півдовжини прольоту (плеча) $L/2$. Величина γ_L характеризує співвідношення діючих дотичних і нормальних напружень τ/σ . При $\gamma_L \rightarrow 0$ поведінка матеріалів наближається до умов чистого зсуву ($\tau > 0$, $\sigma \rightarrow 0$), а при $\gamma_L > 5$ характеристики опору втомі наближені до чистого згину ($\sigma > 0$, $\tau \rightarrow 0$). В проміжних випадках спостерігається комбінований напружений стан ($\tau + \sigma$, рис. 2.3).

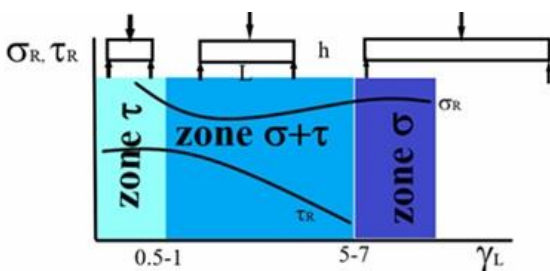


Рис. 2.3 - Загальні закономірності зміни меж втоми (fatigue limit), виражених через нормальні σ_R і дотичні τ_R напруження при варіюванні кратності прольоту

Якщо криву втоми представити рівнянням

$$\sigma N^{m_\sigma} = 10^{C_\sigma}, \quad (2.7)$$

то її параметри такі:

- сталь 09Г2 - $m_\sigma=6$, $C_\sigma=3.75$ ($\gamma_L=2.5$); $m_\sigma=6$, $C_\sigma=3.83$ ($\gamma_L=1$),

- сталь 40Н - $m_\sigma=9.3$, $C_\sigma=3.55$ ($\gamma_L=2.0$); $m_\sigma=9.3$, $C_\sigma=3.60$ ($\gamma_L=1$).

Тому отримані криві втоми варто перебудувати для дотичних напружень у ви-

гляді:

$$\tau N^{m_\tau} = 10^{C_\tau} \quad (2.8)$$

Параметри цього рівняння такі:

- сталь 09G2 - $m_\tau=6$, $C_\tau=2.88$ ($\gamma_L=2.5$); $m_\tau=6$, $C_\tau=3.35$ ($\gamma_L=1$),
- сталь 40Н - $m_\tau=9.3$, $C_\tau=2.77$ ($\gamma_L=2.0$); $m_\tau=9.3$, $C_\tau=3.12$ ($\gamma_L=1$).

Було отримано параметри кривих втоми C_σ і C_τ . Для функції $C_\sigma(\gamma_L)=C_{\sigma\gamma}$ аналітичну форму знайти не вдалося. Натомість функція $C_\tau(\gamma_L)=C_{\tau\gamma}$ з високою кореляцією може бути представлена поліномом другого ступеня.

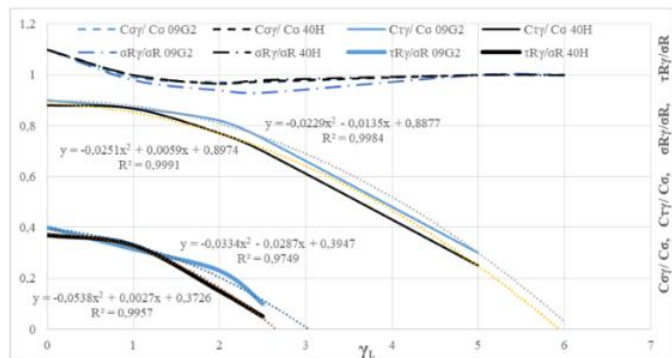


Рис. 2.4 - Функції параметрів $C_{\sigma\gamma}$, $C_{\tau\gamma}$, меж втоми $\sigma_{R\gamma}$, $\tau_{R\gamma}$, віднесені до параметрів опору втоми при чистому згині ($\gamma_L=5$) C_σ і C_τ

Функцію $\tau_{R\gamma}$ для двох обраних сталей можна представити єдиним рівнянням (рис. 2.4):

$$\frac{\tau_{R\gamma}}{\sigma_R} = 0.385 - 0.011\gamma_L - 0.0445\gamma_L^2. \quad (2.9)$$

Перший вільний член цього рівняння є відношенням меж втоми при чистих типах деформування $\tau_R/\sigma_R=0.385$. Тому представлене рівняння можна узагальнити як (рис. 2.5):

$$\frac{\tau_{R\gamma}}{\sigma_R} = \frac{\tau_R}{\sigma_R} k_\tau = \frac{\tau_R}{\sigma_R} (1 - \delta_1 \gamma_L - \delta_{11} \gamma_L^2) \quad (2.10)$$

або

$$\frac{\tau_{R(\tau+\sigma)}}{\sigma_R} = \frac{\tau_R}{\sigma_R} \left(1 - \delta_{1(\tau+\sigma)} \frac{\tau}{\sigma} - \delta_{11(\tau+\sigma)} \left(\frac{\tau}{\sigma} \right)^2 \right). \quad (2.11)$$

Аналогічну форму мають індивідуальні моделі для визначення параметрів кривих втоми $C_{\tau\gamma}$, які пов'язані із параметром C_τ для чистого деформування:

$$C_{\tau\gamma} = C_\tau \cdot k_\tau. \quad (2.12)$$

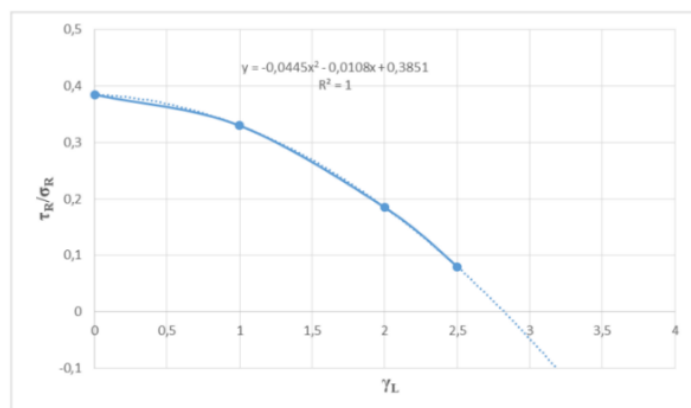


Рис. 2.5 - Узагальнена модель (2.10), для визначення співвідношення меж втоми $(\tau_R/\sigma_R)_\gamma$ при СНС

Маючи експериментальні дані про довговічність при змішаному деформуванні $N_{\Sigma exp}$, можна знайти фактичні значення a :

$$a = \frac{N_{\Sigma \text{exp}}}{N_{\Sigma m}} \quad (2.13)$$

Накопичене пошкодження a має зміст коефіцієнта обтяження по довговічності k_N . Останній в свою чергу є пов'язаним з коефіцієнтом обтяження по напруженням k_σ .

$$a = 10^{0.3+m \lg k_\tau} \quad (2.14)$$

Характер і діапазон зміни максимального (на момент граничного стану) накопиченого пошкодження наведено на графіках $a - \gamma_L$ (рис. 2.6). Величина a не залежить від абсолютного рівня напружень, передбачаючи, незмінність параметра нахилу m при переході від «чистого» деформування до комбінованого.

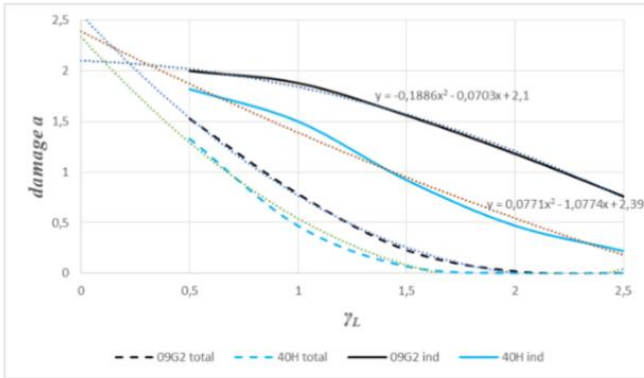


Рис. 2.6 - Залежність пошкодження на момент тріщиноутворення від співвідношення діючих τ/σ (задано через коефіцієнт γ_L), знайдених за узагальненими (total) (2.18) і індивідуальними (ind) (2.19) моделями коефіцієнтів обтяження для сталей 09G2 і 40H

Запропоновані вище концепції були втілені в практику при прийнятті рішення про подальшу експлуатацію станин пресо-прокатного устаткування.

Розділ 3 Присвячений оцінці залишкового ресурсу станин робочих клітей трубопрокатного агрегату 350. Станини трубопрокатних агрегатів, які є найбільш відповідальними деталями, проектувалися без встановлення (регламентації) терміну служби. Попередньо було проведено комплекс експериментальних досліджень. Зокрема, моніторинг просторового положення кліти автомат-стану під час прокатки, діагностування пошкоженості металу методами магнітної пам'яті і ультразвуку, тензометрування циклічної напруженості. На підставі тривимірних моделей напруженість станин досліджена за МСЕ. Руйнування станини може відбуватися через велику концентрацію напружень, що не було оцінено належним чином при проектуванні станини, так і в результаті збільшення навантажень, пов'язаних з інтенсифікацією режимів прокатки.

В автомат-стані при деформуванні гільзи на оправці валками виникають зусилля прокатки F_y і F_x , які діють в вертикальному і горизонтальному напрямках. Вертикальні зусилля F_y створюють в стойках станини, як напруження розтягування, так і напруження згину. Вони призводять до I типу руйнування (I mode, рис. 3.1) на поверхні вікон. Окрім того, горизонтальні зусилля F_x додають до механізму руйнування ще II тип (II mode, рис. 3.1). Механізм руйнування можна вважати змішаним по схемі I+II. За один прохід спостерігаються коливання з частотою обертання валків. Тому пошкоджуючий процес можна представити як композицію основного процесу з частотою темпу прокатки f_B і додаткового, який відповідає валковій частоті f_A . Така трактовка впливає з моделі втомної довговічності на підставі об'єднання індексів безпеки.

Параметри циклічних процесів:

основний - максимальне напруження $\sigma_{max}=\sigma_1$, амплітудне напруження $\sigma_a=0,5\sigma_{max}$, частота $f_B=(0.1 \dots 0.2)f_A$, асиметрія циклу $R_\sigma=0$;

додатковий - амплітудне напруження $\sigma_{aA}=(0.25 \dots 0.375)\sigma_{max}$, асиметрія циклу $R_\sigma=0.25 \dots 0.50$.

За результатами досліджень встановлено, що головні напруження σ_1 змінюються від -6.3 МПа до $+13.2$ МПа. Їх найбільші значення спостерігаються на перших двох проходах. Те ж саме можна сказати і про силові параметри: максимальні зусилля на гвинтах склали 365 кН (лівий) і 1121 кН (правий), момент прокатки склав 155 кН·м.

Досліджено напружений стан станини автомат-стану ТПА 350. Для цього розроблено модель станини автомат-стану. На рис. 3.2 представлені поля еквівалентних напружень, що виникають в станині робочої кліти автоматичного стану ТПА-350, а також в площині симетрії правої напівстанини при прокаті труби $324 \times 7,2$ зі сталі 20.

Результати досліджень показують, що максимальні напруження виникають в місцях контакту гайки натискного пристрою і тіла станини, а також в нижньому кутку рами правої напівстанини.

Досліджено напружений стан станини прошивного стану ТПА 350. Для цього розроблено модель станини прошивного стану.

Величини зусиль, що виникають в натискних гвинтах при прокатці труби зі сталі 12X18H10T, взяті з технічної документації стану і чисельно дорівнюють: ліва станина – 588 кН; права станина – 1641 кН; повне зусилля прокатки $222,9$ кН.

Результати досліджень, свідчать про перевищення межі текучості на короткочасний термін (в межах $0,1$ секунди) в момент захоплення заготовки.

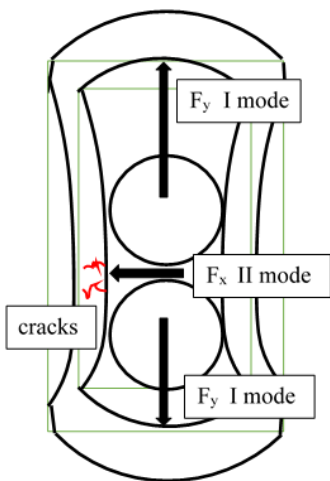


Рис. 3.1 - Принципова схема деформування станини автомат-стану та механізми (mode) розвитку тріщин

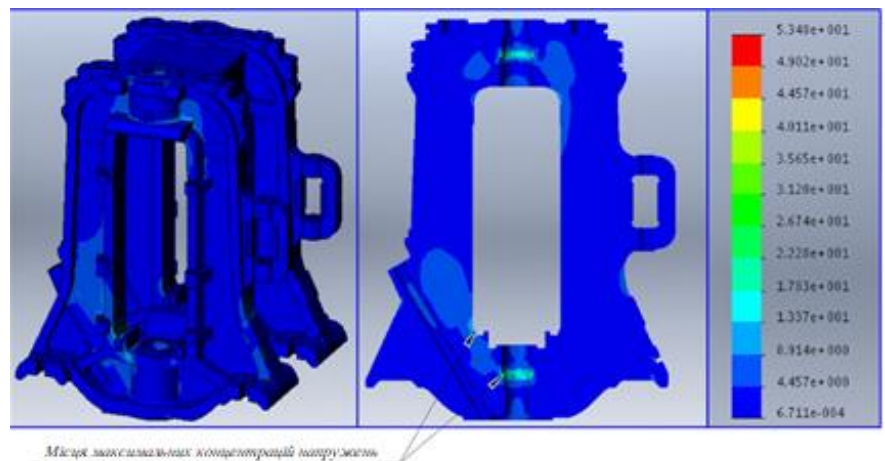


Рис. 3.2 - Поля напружень, що виникають в станині за умов закріплення під час прокатки труби $324 \times 7,2$ зі сталі 20 в правому калібрі

Видно, що в станині робочої кліти прошивного стану № 1 ТПА 350 виникають високі напруження в зонах, де виникають тріщини (рис. 3.3).

З 3D моделі напружено-деформованого стану станини прошивного стану № 1 ТПА 350 встановлено, що місця концентрацій максимальних напружень «мігрують» при зміні умов закріплення (фіксації) кришки робочої кліти. При несприятливих

комбінаціях умов експлуатації і стану обладнання в станині прошивного стану (ПС) виникають напруження $\sigma_1=133$ МПа при прошиванні рядових сталей (це 80 % труб, тобто, відносна тривалість дії 1-го рівня блока навантаження $c_1=0,8$) і напруження $\sigma_2=149$ МПа при прошиванні сталей, що важко деформуються (20 % труб, $c_2=0,2$).

Зі зростанням частки обробки металів, що важко деформуються, довговічність до появи тріщини знижується: до величини $c_2=0,2$ спостерігається інтенсивне падіння ресурсу у 2,7 раза (при $c_2=0$ режим навантаження стаціонарний з σ_1), після чого спостерігається плавний спад у 2 рази при $c_2=0,5$ в порівнянні з основним режимом.

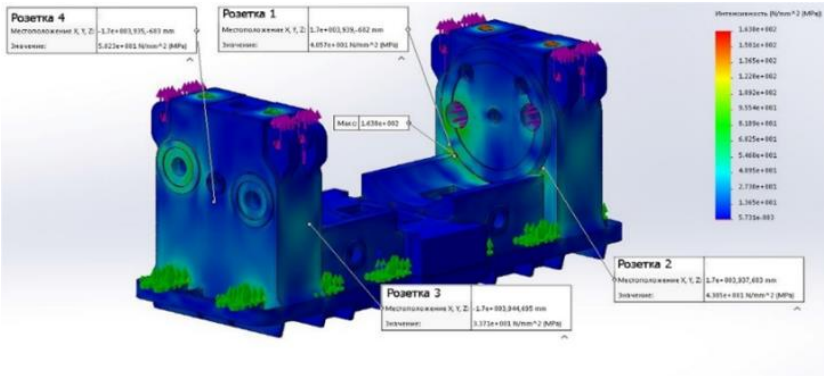


Рис. 3.3 - Поля напружень у конструкції станини прошивного стану №1 ТПА 350 (номінальний діаметр труби – 323,9 мм, номінальна товщина стінки – 20 мм, діаметр гільзи – 274 мм, товщина стінки труби після прокату – 44 мм, сталь 20)

Функція розподілу дов-

говічності (ФРД) має форму: $\lg N_p = 7,4 \pm 0,78u_p$. (3.1)

З цього випливає, що термін безпечної експлуатації минув через 73-75 років від її початку (рис. 3.4).

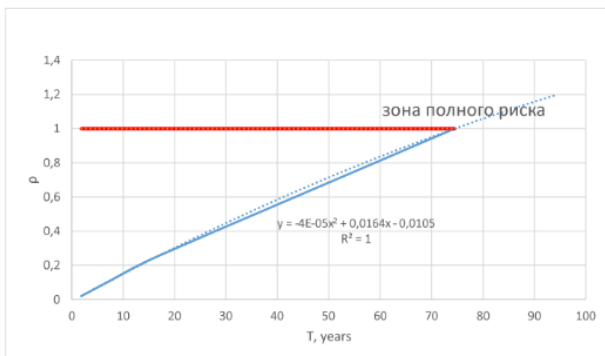


Рис. 3.4 - Функція ризику станини прошивного стану ТПА 350, отримана при поєднанні втомних пошкоджень двох небезпечних місць

При основному режимі навантаження знижується розмір радіусу сферичного дефекту, який може збільшуватися. Він складає $r_2=0,00077$ м. Стократне збільшення дефекту відбувається за період живучості $N_1= 2,84 \cdot 10^6$ циклів та $N_2= 1,7 \cdot 10^6$ циклів. Отримані на цій підставі функції розподілу живучості

$$\lg N_{g_p} = 6,25 \pm 0,36u_p \quad (3.2)$$

та ризику показують, що за запропонованим критерієм повний ризик настає через 5,2 роки експлуатації (рис. 3.5).

Робота автомат-стану відрізняється від прошивного більш інтенсивною циклічністю, тому що за прокатку однієї труби в станині спостерігається 5 циклів (за кількістю обертів валків) навантажень.

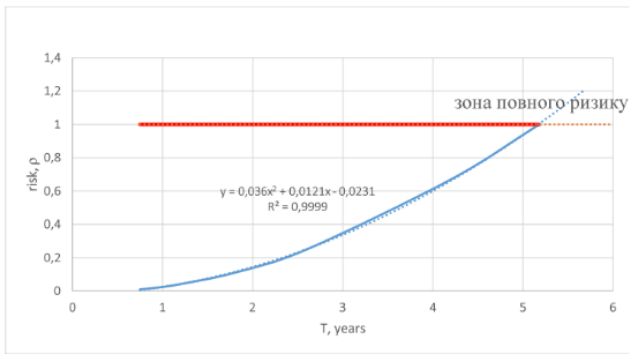


Рис 3.5 - Функція ризику при зростанні сферичного дефекту в станині прошивного стану ТПА 350 під дією основного блоку навантаження

При розрахунку підсумкової довговічності стало очевидно, що розсіяні втомні пошкодження в станину вносять, практично, тільки перевантаження. ФРД при цьому має вигляд:

$$\lg N_p = 7,95 \pm 0,78u_p. \quad (3.3)$$

З функції ризику випливає, що повний ризик експлуатації настав через 51,8 року після її початку (рис. 3.6).

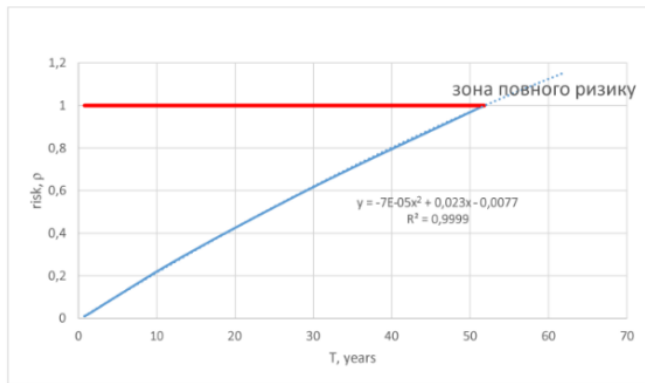


Рис. 3.6 - Функція ризику станини автомат-стану ТПА 350

Зниження частки прокатки важкого сортаменту до 5% збільшує термін служби до появи тріщин у 4 рази.

Тріщини у станині автомат-стану виникають на внутрішній поверхні вікна під подушки валків. У цих місцях стійка станини розтягується та згинається від вертикальних зусиль прокатки. Тріщини розвиваються на розтягнутій стороні стійки, контролюються нормальними напруженнями і відповідають, отже, I моді руйнування (тріщини нормального відриву). Горизонтальні зусилля прокатки діють поперек стійки поздовжньо осі прокатки. У стійці з'являються дотичні напруження та деформації поперечного зсуву, що відповідають II моді руйнування. Вони впливають на розвиток тріщин, що має змішаний (I+II моди) характер.

Для II моди мінімально небезпечний радіус дефекту буде:

$$r_{II} = \frac{K_{IIth}^2}{1,77\tau^2}. \quad (3.4)$$

Прийнявши параметри діаграми руйнування II моди такими ж, як II моди, визначаємо $r_{II}=3,8$ мм. Це означає, що при зрушенні, в силу обраного режиму навантаження, допускаються більші дефекти.

Живучість при I механізмі руйнування складає $N_{gI}=4,78 \cdot 10^6$ циклів. Живучість при II механізмі руйнування визначається залежністю:

$$N_{gII} = \frac{2 \cdot 10^7 \cdot K_{IIc}^3}{(1,77\tau)^3 \sqrt{r_I}} \left(1 - \sqrt{\frac{r}{r_{ct}}} \right). \quad (3.5)$$

Для критичного дефекту $r_{cl}=210$ мм отримуємо період живучості $N_{gII}=7,1 \cdot 10^6$ циклів.

На дефект одночасно впливають два циклічні процеси по I і II механізмам руйнування. У такій ситуації підсумкова живучість визначається за правилами об'єднання показників надійності:

$$N_{g\Sigma} = \frac{1}{\frac{1}{N_{gI}} + \frac{1}{N_{gII}}} . \quad (3.6)$$

При змішаному механізмі руйнування період живучості знижується до $N_{g\Sigma}=2,8 \cdot 10^6$ циклів. З врахуванням рішень, отриманих в розділі 1, функція розподілу живучості буде:

$$\lg N_{g\Sigma P} = 6,3 \pm 0,36u_p . \quad (3.7)$$

Параметри данної функції близькі до подібної функції, що отримана для прошивного стану. Але внаслідок більшої частоти навантаження, підсумковий період живучості станини автомат-стану виявляється приблизно в 5 разів коротшим. З функції ризику видно, що його повна величина настає через 1,16 року розвитку тріщини (рис. 3.7).

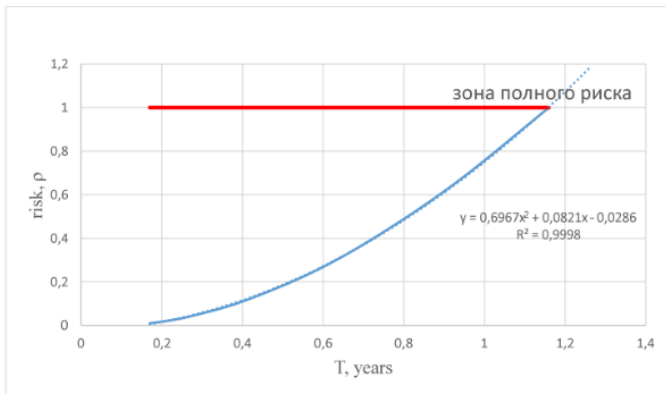


Рис. 3.7 - Функція ризику при зростанні сферичного дефекту в станині автомат-стану ТПА 350

Розділ 4 Присвячений оцінці технічного стану станин пресів для виробництва залізничних коліс. У гідравлічних пресах, що здійснюють процеси обробки тиском, розвиваються найбільші серед технологічних машин зусилля. Ці зусилля створюються і сприймаються базовими деталями (гідравлічними циліндрами, поперечиною, колонами, елементами рамних станин). В колесопрокатній лінії після 30-річної доволі інтенсивної експлуатації поступово стали замінювати елементи базових конструкцій пресів. В першу чергу, це стосувалося колон пресів і різьбових стяжок (шпильок), які тримають в складеному стані верхній архітрав. В них різьбове з'єднання здійснюється за допомогою термозатягування, і дуже важливо забезпечити рівність зусиль затягання в груповому з'єднанні.

Увага цього розділу була обмежена колонами преса зусиллям 100 МН. Колони гідравлічних пресів, разом із з головними циліндрами, являються найбільш напруженими і найбільш відповідальними базовими елементами. Надійність колон в значній мірі визначають безпеку пресу. Виконаний аналіз відмов колон показав, що всі відмови викликані ослабленням або відсутністю попереднього затягування. Тому не забезпечується сумісна робота системи колонний стакан – поперечина – колона. Відсутність затягування викликає значне збільшення амплітуди напружень у витках зовнішньої різьби і розкриття стиків між гайками колон і поперечиною. Робота колон

з розкритими стиками створює умови для виникнення динамічних навантажень і проникнення агресивного середовища.

Якість зтягання вимірюється двома показниками. Перший - це коефіцієнт нерівномірності навантаження колон:

$$k_{ir} = \frac{|N_{cp} - N_{\max(\min)}|}{N_{cp}} \quad (4.1)$$

де N_{cp} – середнє навантаження поміж чотирьох колон,

$N_{\max(\min)}$ – максимальне або мінімальне навантаження в колоні, яке забезпечує найбільшу різницю.

Другий показник k_{bnd} характеризує наявність згинальних напружень σ_{bnd} , які виникають поряд із напруженнями розтягання σ в вільній частині колони:

$$k_{bnd} = \frac{\sigma_{bnd}}{\sigma} . \quad (4.2)$$

Ремонтний персонал підприємства використовує такі граничні показники: $[k_{ir}] = 0.15$, $[k_{bnd}] = 0.3$.

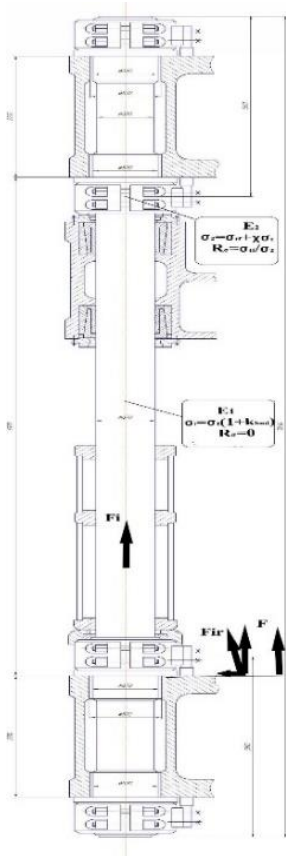
Для контролю цих показників використано тензометрування колон в процесі пресування. В якості реєструючої апаратури при проведенні робіт використовувався вимірювальний комплекс, що складається з посилювача ТМА32 та персонального комп'ютера з аналогово-цифровим перетворювачем, який дає можливість проводити вимірювання одночасно по 32 каналам з частотою опитування по кожному каналу 200 Гц. В якості датчиків використовувались тензорезистори типу КФ5П1-5-200-А-12 з базою 5 мм та внутрішнім опором 200 Ом.

По даним вимірювань можливо зробити наступні висновки:

- сумарне виміряне зусилля преса склало 79,93 МН;
- найбільші зусилля 25,48 МН та 26,09 МН виникають в колонах в № 2 та 4 відповідно, що складає 65 % від зусилля, яке створює прес;
- 35 %, що залишились від сумарного зусилля сприймають колони № 1 та 3, відповідно 14,84 МН та 13,52 МН;
- у всіх колонах величини відхилення від середнього навантаження перевищують допустиме ($\pm 15\%$) майже в 2 рази;
- максимальна величина відношення згинальних напружень до розтягуючих, складає 45,9 % в колоні № 1, перевищує нормативне значення 30%.

Після додаткового термозатягування колони № 1, можливо зробити наступні висновки:

- сумарне виміряне зусилля пресу склало 75,55 МН;
- максимальне зусилля, що дорівнює 21,21 МН, виникає в колоні № 4;
- мінімальне зусилля, що дорівнює 17,09 МН, виникає в колоні № 3;
- відхилення навантаження від середнього значення змінюється від -9,5 % в колоні № 3 до +12,2 % в колоні № 4;
- максимальна величина відхилення від середнього навантаження знаходиться в допустимих межах ($\pm 15\%$);
- максимальна величина відношення згинальних напружень до розтягуючих, складає 41,5 % в колоні № 4, перевищує нормативне значення 30 %, що може бути пов'язане з недостатнім термозатягуванням колони № 3 або з нерівномірним контактом станини пресу з гайками.



Колона преса представляється як механічна система, що складається з двох елементів: вільна частина E_1 і різьбова частина E_2 (рис. 4.1). Тоді ресурс колон можна визначати за правилом об'єднання індексів безпеки. Оскільки основний вироблюваний сортмент становлять колеса розміром 957 мм, а посилені умови експлуатації пов'язані з виробництвом коліс діаметром 1062 мм, то блок навантаження можна скласти з двох рівнів. 1-й рівень має відносну тривалість $c_{D1}=0.75-0.9$ при зусиллі в колоні $F_{cD1}=18.225$ МН. Тоді 2-й рівень має параметри: $c_{D2}=0.25-0.1$ при зусиллі в колоні $F_{cD2}=22.85$ МН.

Отримавши навантажувальні блоки, є можливість визначити еквівалентне зусилля розтягування в колоні:

$$F_{ceq} = \sqrt[m]{\sum (c_i F_{ci}^m)}. \quad (4.3)$$

Для визначення довговічності N застосовано рівняння кривої втоми ступеневого типу, яке має «робочу» інтерпретацію у формі рівняння довговічності:

$$\lg N = C_\sigma - m(\lg \sigma_{a(\max)} - \lg e_R). \quad (4.4)$$

Рис. 4.1 - Розрахункова схема колони преса 100 МН

Параметр приведення визначається через середнє напруження циклу σ_m

$$e_R = \frac{\sigma_a}{\sigma_B} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_a} \right) + 1. \quad (4.5)$$

За одне штампування колісної заготовки спостерігається один цикл навантаження в колонах. Використана методика тензометрування дає змогу визначити осьові зусилля в колонах. За середніми значеннями вимірів зусилля пресування коліс $D_k=957$ мм прийнято $F_{D=957}=70.3$ МН, а для коліс $D_k=1062$ мм прийнято $F_{D=1062}=91.4$ МН. Це відповідає відомим емпіричним залежностям, які рекомендовано для апріорного розрахунку силових параметрів пресування.

Границя витривалості для елементів колони і параметри рівняння довговічності:

$$C_\sigma = m \lg \sigma_{aRd} + \lg N_G, \quad (4.6)$$

де N_G – границя необмеженої довговічності.

Первісний індекс безпеки, знаходиться для ймовірності неруйнування (безвідмовності) $P=98\%$ при передбаченні логарифмічно нормального закону розподілення довговічності:

$$\lg N_{98;1(2)} = \beta_{1(2)} = \lg N_e - 1.15 S_{\lg N}^2 - 2 S_{\lg N} \quad (4.7)$$

Тут індекс 1 або 2 показує число елемента колони, $S_{\lg N}$ – середньоквадратичне відхилення (СКВ) логарифма довговічності, яка визначається за рівнянням довговічності.

Після знаходження первісних індексів безпеки для обох елементів колони треба віднайти загальний індекс:

$$\beta_{\Sigma} = \lg\left(\frac{1}{10^{\beta_1}} + \frac{1}{10^{\beta_2}}\right)^{-1} \quad (4.8)$$

Поточний технічний стан колони (або всіх колон разом при груповому прогнозуванні) залежить від наробітку, яким, фактично, є кількість виготовлених на момент часу j коліс z_j :

$$\beta_{\Sigma j} = \beta_{\Sigma} - \lg z_j \quad (4.9)$$

В вільній частині колони, окрім розрахункових напружень розтягування σ_t , можуть діяти «позаштатні» згинальні напруження σ_{bnd} . Згідно принципів оцінки ресурсу при комбінованому навантаженні варто визначити роздільні довговічності N_e і N_{bnd} , відповідно, для напружень σ_t і σ_{bnd} за параметрами рівнянь довговічності. Тоді виходячи зі слідства з правила об'єднання індексів безпеки маємо довговічність вільної частини колони:

$$N_1 = \frac{a}{\frac{1}{N_e} + \frac{1}{N_{bnd}}} = \frac{a}{\frac{1}{10^{\lg N_e}} + \frac{1}{10^{\lg N_{bnd}}}} \quad (4.10)$$

Функцію зміни індексу безпеки β_1 можна представити у вигляді:

$$\beta_1 = \beta_{1,0} - 1.72k_{ir} - 13.45k_{ir}^2 \quad (4.11)$$

В цій формулі $\beta_{1,0}$ – індекс безпеки при рівномірному навантаженні колон, коли $k_{ir}=0$.

Звідси видно, що при штатних (нормативних) умовах експлуатації можливий довготривалий і безпечний строк служби вільної частини колони. Навіть при наднормативних умовах ($k_{ir}=0.3$, $k_{bnd}=0.5$) гарантований строк служби вільної частини колони складає понад 7 років (рис. 4.2).

За результатами розрахунків видно, що ресурси різьбової частини колони на декілька порядків є меншими, аніж ресурсу вільної частини колони. Тому об'єднання показників безпеки обох елементів колони E_1 і E_2 для контролю її технічного стану не має сенсу. Достатньо контролювати стан різьбової частини колони.

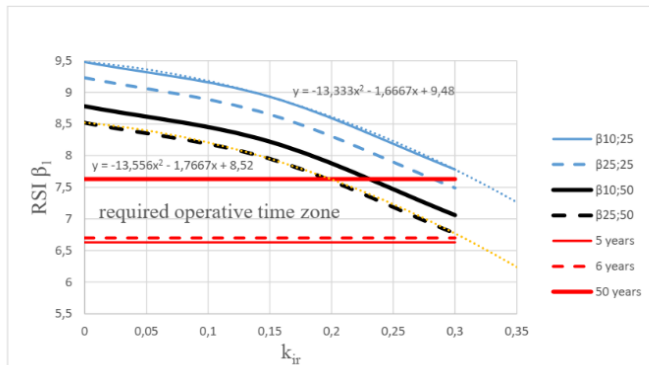


Рис. 4.2 - Залежність індексу безпеки вільної частини колони β_1 від коефіцієнту нерівномірності їх навантаження k_{ir} при долі штампування коліс великого діаметру $c_{D2}=0,10$ (суцільні криві) і $c_{D2}=0,25$ (пунктирні криві) за умов коефіцієнту згинальних напружень $\kappa_{bnd}=0,25$ ($\beta_{10;25}$, $\beta_{25;25}$) і $\kappa_{bnd}=0,5$ ($\beta_{10;50}$, $\beta_{10;50}$)

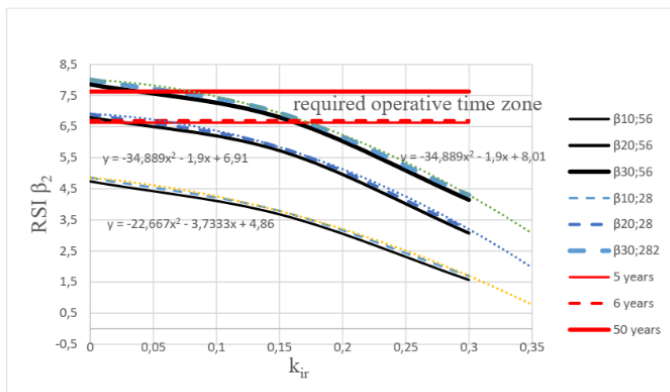


Рис. 4.3 - Залежність індексу безпеки різьбової частини колони β_2 від коефіцієнту нерівномірності їх навантаження k_{ir} при долі штампування коліс великого діаметру $c_{D2}=0,25$ за умов напруження затягання 56 і 28 МПа ($\beta_{56(28)}$) і границі витривалості 10, 20, 30 МПа ($\beta_{10(20)(30)}$)

На первісний індекс безпеки впливають нерівномірність навантаження і зусилля зтягування. Функцію $\beta_2(k_{ir})$ можна описати поліномом другого ступеню:

$$\begin{aligned}\beta_2 &= \beta_{2,0} - 1.9k_{ir} - 34.9k_{ir}^2 \quad (c_{D2} < 0.15), \\ \beta_2 &= \beta_{2,0} - 1.7k_{ir} - 55.3k_{ir}^2 \quad (c_{D2} > 0.20).\end{aligned}\quad (4.12)$$

В цій формулі $\beta_{2,0}$ – індекс безпеки при рівномірному навантаженні колон, коли $k_{ir}=0$.

З графіків $\beta_2(k_{ir})$ видно, що їх частина знаходиться нижче нижчої межі, яка відповідає строку служби 5 – 6 років (червоні горизонталі, рис. 4.3). Це свідчить про відсутність належного безпечного ресурсу з боку різьбової частини колон. Зміна зусилля зтягування різьби майже не впливає на хід функції $\beta_2(k_{ir})$.

Сформовано модель гарантованої довговічності колон. Було розглянуто вплив 4 чинників:

X_1 – амплітудне напруження розтягування в різьбі σ_a ,

X_2 – коефіцієнт нерівномірності навантаження колон k_{ir} ,

X_3 – статичне напруження зтягання в різьбі σ_{tf} ,

X_4 – границя витривалості в різьбі колони σ_{aRd} .

Зв'язок між чинниками в кодованій X_i і натуральній формі наступний:

$$X_1 = \frac{\sigma_a - 8.9}{1.4} [MPa]; X_2 = \frac{k_{ir} - 0.225}{0.075}; X_3 = \frac{\sigma_{tf} - 42}{14} [MPa]; X_4 = \frac{\sigma_{aRd} - 25}{5} [MPa].\quad (4.13)$$

Функція відгуку $\beta_{2,0m}$ має форму:

$$\beta_{2,0m} = b_0 + b_1X_1 + b_2X_2 + b_3X_3 + b_4X_4 + b_{13}X_1X_3 + b_{23}X_2X_3 + b_{34}X_3X_4.\quad (4.14)$$

Найбільш впливовим чинником очікувано є амплітудне діюче напруження σ_a . Другий за впливом чинник в майже в три рази є слабкішим. Ним виявилася границя витривалості σ_{aRd} . Хоча на запас міцності цей чинник здійснює вплив рівноцінний чиннику σ_a . Цей висновок є вагомим, оскільки прогнозування ресурсу ведеться за умов невизначеності границі витривалості колони. Чинник напруження зтягання різьби є найменш впливовим.

Безпечний довготривалий строк експлуатації колон можливий тільки за певних умов, до яких, в першу чергу, відноситься неперевищення коефіцієнту нерівномірності навантаження понад 15%, наближення границі витривалості в зоні різьби до 30 МПа.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена актуальна науково-технічна задача оцінки технічного стану після довготривалої експлуатації базових конструкцій пресо-прокатного устаткування, які потерпають від дії комбінованого навантаження, що в кінцевому результаті забезпечило підвищення безпеки і подовження ресурсу станин робочих клітей трубопрокатного агрегату і пресу для виробництва залізничних коліс.

Основні наукові і практичні результати полягають у наступному:

1. Охарактеризовано поняття базових конструкцій технологічного устаткування. Вони визначають ресурс об'єкта і, в значній мірі, його безпеку. Доведено доцільність

збільшення нормативних термінів експлуатації промислового устаткування, що актуалізує процедуру знаходження залишкового ресурсу базових елементів механічної системи. Розглянуто причини, які ускладнюють оцінку залишкового ресурсу базових конструкцій. Серед них основною є те, що при їх проектуванні було відсутнє розуміння необхідності призначати нормативний ресурс. Вважалося, що надійність може бути забезпеченою за рахунок достатніх запасів міцності, і не враховувалося їх вичерпання протягом довготривалої експлуатації.

2. Розширюється коло вимог, які постають перед базовими конструкціями прокатного і пресового устаткування. Від початкової вимоги забезпечення міцності і жорсткості, на сучасному етапі станини робочих клітей і пресів повинні забезпечувати достатній опір вібраціям, бути надійними і безпечними. Остання вимога досягається засобами ризик-аналізу, серед яких важливе місце займає вирішення задачі зменшення розмірності моделі, що досягається за рахунок процедури об'єднання окремих індексів безпеки RSI.

3. Розроблено алгоритм визначення безпеки базових конструкцій за умов багатоджерельного пошкодження шляхом придання параметру блока навантаження сі змісту розмірної (площі, об'єму, маси) долі конструкції c_{olz} , яка потрапила під дію понадрозрахункового напруження (перевантаження). Така процедура є можливою на підставі того, що параметр блоку c_{olz} , нарівні з параметром блоку c_{olt} , визначає рівень значимості відмови w_i , який присутній в методі ресурсного індексу безпеки RSI.

4. Підтверджена здатність правила об'єднання ресурсних індексів безпеки прогнозувати довговічність при багатовісній втомі. При цьому комбіноване навантаження розглядається як композиція окремих простих процесів циклічного деформування зі своїми параметрами. Це дає змогу використовувати характеристики опору втомі для простих (чистих) типів деформування, не вдаючись до унікальної та складної випробувальної техніки. Застосування методу індексу безпеки дає можливість оцінювати ресурс для будь-якого рівня надійності. Запропонована модель дає змогу враховувати форму циклу і тип процесу.

5. Знайдено пояснення поведінки матеріалів при поперечному згині в умовах зміни коефіцієнта плеча. При цьому опір багатовісній втомі контролюється критеріями на підставі дотичних напружень. Підтверджена можливість отримання параметрів моделі багатовісної втоми при випробуваннях на триточковий згин за умов варіювання кратності зразка. Розроблено методіку випробувань для визначення первісних даних для моделі багатовісної втоми, яка придатна для звичайних випробувальних машин і зразків простої форми. Остання перевага важлива саме для базових конструкцій, з фрагментів яких важко виготовити зразок складної форми.

6. Моделі багатовісної втоми не працюють при $\tau_R/\sigma_R < 0.5$. Залишається проблематичною експериментальна перевірка моделей багатовісної втоми, оскільки потребує створення спеціального випробувального обладнання. Тому є актуальними способи і методи, які дають змогу спростити імітацію СНС. Методи еквівалентування за нормальними напруженнями, які ґрунтуються на класичних теоріях міцності, є малоефективними для прогнозування довговічності при багатовісній втомі. Це обумовлено тим, що процеси зародження тріщин не контролюються нормальними напруженнями, а пов'язані із зсувом. Тому критерії дотичних напружень і деформацій є більш ефективними, оскільки пов'язані з природою втоми. В цьому аспектові, поширене

серед користувачів програм МСЕ еквівалентування за Мізесом безкорисне при прогнозуванні ресурсу, як на стадії зародження, так і на стадії зростання тріщини. Про це свідчать дослідження станин робочих клітей трубопрокатного агрегату. Неодноразове утворення тріщин спостерігалось в місцях, де за всіма розрахунками не було максимальних еквівалентних напружень.

7. За результатами інструментального обстеження станини автомат-стану встановлено, що найбільш вразливими місцями є внутрішні поверхні стійок. Там спостерігається тріщиноутворення, яке підтверджене трьома засобами неруйнівної діагностики. Виявлений механізм зростання тріщин, який має змішаний характер і складається з I і II мод руйнування. Він обумовлений технологічними зусиллями з боку трубною гільзи і схемою деформування станини.

8. Встановлено тип процесу навантаження елементів станини автомат-стану, який спостерігається під час прокатки однієї гільзи (трубною заготовки). Зафіксовані осцилограми було оброблено за вимогами розробленої в 2 розділі моделі втоми при комбінованому навантаженні. Експлуатаційне навантаження можна представити як комбінацію основного і додаткового циклічних процесів. Основний процес відбувається з частотою темпу прокатки, а додатковий з частотою обертання валків. Знайдені параметри цих процесів.

9. На підставі досліджень напружено-деформованого стану станин і фактичного виробництва труб за сортаментом для кожної з них сформовано дворівневий блок навантаження. Для них з'ясовано, що границя витривалості елементів станини σ_{aR} незначною мірою впливає на їхню підсумкову довговічність N_{Σ} , якщо величина σ_{aR} не перевищує 115 – 125 МПа. Подальше збільшення границі витривалості веде до відчутного (на порядок і вище) зростання довговічності. Тому вигідно зміцнювати метал станини у небезпечних місцях.

10. За умов неможливості отримання з діючих станин зразків для механічних випробувань для них було розроблено моделі опору втоми і руйнуванню. При цьому було використано деформаційні критерії, які ефективні за умов невизначеності. Враховано експлуатаційне окрихчення металу, характерне для прокатного устаткування. За рахунок цього отримано модель опору втоми пошкодженого матеріалу. Її дієвість підтверджується задовільною сходиністю прогнозованої довговічності і періодичністю повторних появ тріщин в небезпечних місцях станин.

11. Функція ризику для періоду зародження і появи тріщини має опуклу форму близькою до лінійної, а для періоду розвитку дефекту - увігнуту. Це підтверджує висновок про збільшення швидкості вичерпання надійності при розвитку тріщин. Інтенсивність вичерпання надійності при розвитку дефектів приблизно в 10 разів вище, ніж для початково бездефектного металу. Кінцевий розмір дефекту r_{ci} порівняно слабо впливає на період живучості: зниження r_{ci} в 4 рази щодо r_{cl} зменшує підсумковий період живучості $N_{g\Sigma}$ тільки на 20%.

12. Період живучості сферичного дефекту становить близько 1 року для станини автомат-стану. Після цього дефект трансформується в тріщину з погано визначної геометрією і розвивається по закономірностям, що вимагає окремого вивчення. Найбільш ефективно в цьому плані здійснювати її контроль діагностичними методами.

13. З огляду літературних джерел стає ясным, що дослідження в області міцності і надійності станин важких гідравлічних пресів широко ведуться і є актуальними. Особливої актуальності вони набули у зв'язку з необхідністю продовження ресурсу

пресів після їхньої довготривалої експлуатації. Такий захід має чималий економічний сенс. Найбільш небезпечним елементом станини є колони, які в свою чергу мають різьбове з'єднання як найбільш вразливе місце.

14. Розроблено і застосовано спосіб визначення зусилля штампування на гідравлічних пресах шляхом тензометрування колон. Визначені місця розташування 4 тензодатчиків по окружності колони на 2-х її ярусах. Такий підхід дозволяє відокремити осьові деформації від згинальних і визначити такі показники технічного стану станини, як коефіцієнти згину і нерівномірності навантаження колон.

15. За результатами експериментального вимірювання навантаженості станини пресу зусиллям 100 МН при виробництві залізничних коліс з'ясовано, що процес штампування однієї заготовки визиває один пульсуючий цикл зміни напружень в елементах станини. Середнє зусилля при пресуванні коліс діаметром 957 мм складає 70.3 МН, а для коліс діаметром 1062 мм прийнято зусилля 91.4 МН. Це відповідає відомим емпіричним залежностям, які рекомендовано для апріорного розрахунку силових параметрів пресування. Згідно них, зусилля пропорційне площі заготовки.

16. Сформовано типовий режим навантаження елементів колони преса у вигляді блока з 4-х рівнів. При цьому враховують варіації зусилля пресування, нерівномірності навантаження колон і долю виробництва коліс великого діаметру. Встановлено, що величина останньої складає від 25 до 7%.

17. Застосування моделі гарантованого ресурсу дозволило зробити декілька висновків, корисних для практичної експлуатації. Результати досліджень розвіюють відому думку про те, що для підтримки надійності преса треба зменшити долю виробництва коліс діаметром 1062 мм. В дійсності, при $c_{D2}=0.1$ ресурс колон зменшується вже вдвічі. Тому для збереження ресурсу треба, практично, зовсім виключити виробництво великогабаритних коліс. Якщо все ж таки виробнича програма вміщує наявність такого сортаменту, то ресурс відносно базового (виробництво коліс звичайного розміру) складе 30 – 25%.

Те ж саме стосується і зусилля затягування різьби. Її зменшення незначно збільшує гарантовану довговічність, попри існуючі думки. Тому не треба при монтажі побоюватись сильніше «перетягнути» гайку. Це не суттєво зменшить гарантований ресурс, але збільшить надійність за критерієм нерозкриття стику різьбового з'єднання. Спосіб затягування гайок є важливим фактором регулювання рівномірності навантаження колон.

І насамкінець, спростовується думка деяких представників пресобудівельної спільноти про необмежений ресурс колон. Навіть 5-6-річний термін експлуатації не може бути гарантованим без застосування певної стратегії контролю пошкоджень.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті у виданнях, що включені до міжнародних науково-метричних баз:

1. Belodedenko S. V., **Hanush V. I.**, Hrechany O. M. Rules for Amalgamating the Reliability of Elements of Powertrain Systems at Maintenance. *Journal of Mechanics Engineering and Automation*. - №1 (V.9). - 2019. - P. 24-32. Doi: 10.17265/2159-5275/2019.01.003 (**Index Copernicus, Google Scholar**)

2. Study and Development of Amalgamating Rules for the Reliability Indicators of Power train System Elements / S. V. Belodedenko, **V. I. Hanush**, O. M. Hrechanyi, M. S. Ibragimov. *International Journal of Modern Studies in Mechanical Engineering*. – 2019. –

№5. – С. 18–29. DOI: <http://dx.doi.org/10.20431/2454-9711.0502003> (**Index Copernicus, Google Scholar**)

3. Fatigue Resistance Models of Structural for Risk Based Inspection /S. Belodedenko, **V. Hanush**, A. Baglay, O. Hrechanyi. *Civil Engineering Journal*.- Vol. 6, No. 2. - 2020. - P. 375-383. <http://dx.doi.org/10.28991/cej-2020-03091477>. (**Scopus**)

4. Belodedenko S. V., **Hanush V. I.**, Hrechanyi O. M. Experimental Verification of the Survivability Model Under Mixed I+II Mode Fracture for Steels of Rolling Rolls. *Structural Integrity and Fatigue Failure Analysis*. Springer. Vol. 25. - 2020. P. 3 – 12. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-91847-7> (**Scopus**)

5. Estimating the residual resource of basic structures using a model of fatigue durability under complex loading /S. Belodedenko, O. Hrechanyi, **V. Hanush**, A. Vlasov. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, (2022), 3(1 (117), Pages 33–41. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.257013>. (**Scopus**)

Статті в наукових фахових виданнях:

6. Основи технічного обслуговування механічних систем за контролем безпеки /С. Білодіденко, Г. Біліченко, **В. Гануш**, А. Попов. *Вісник Тернопільського нац. техн. ун-ту*. - 2011. - спецвыпуск, ч. 1. - С. 170 - 178. <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/123456789/1402>

7. Исследование нагруженности и напряженности базовых элементов тяжелых гидравлических прессов металлургического производства. /**В. И. Гануш**, Н. П. Островерхов, А. В. Султан, Е. М. Дзичковский, А. Е. Кривчиков. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. - 2015, №7, С. 121–127. <https://www.metaljournal.com.ua/read/ru/2015/7/>

8. Применение моделей диагностических параметров в виде случайного процесса для контроля состояния технических систем / С. В. Белодеденко, **В. И. Гануш**, А. Н. Гречаний, М. С. Ибрагимов. *Металургія. Збірник наукових праць ЗДІА. Запоріжжя*. – Вип. 2(40). – 2018. - С. 115-119. https://old-zdia.znu.edu.ua/gazeta/Metallurgy_40_23.pdf

9. Білодіденко С. В., **Гануш В. І.**, Чеченев В. А. Проблема об'єднання показників надійності елементів технічної системи. *Металургійна та гірничорудна промисловість*. - 2018. - №7. - С. 5-10.

10. Білодіденко С. В., **Гануш В. І.**, Ібрагимов М. С. Деградація металу кожуху доменної печі під впливом експлуатації. Теорія і практика металургії. – 2019. - №5. – С. 5 – 18. <https://doi.org/10.34185/tpm.5.2019.01>

11. Забезпечення надійності станини робочої кліті прошивного стану ТПА 350 після її довготривалої експлуатації /С. Р. Рахманов, С. В. Білодіденко, **В. І. Гануш** та інші. *Металургійна та гірничорудна промисловість*. - 2020. - №3. - С. 3-17. <https://doi.org/10.34185/0543-5749.2020-3-3-17>

12. Витривалість при складному напруженому стані в аспекті подовження ресурсу технологічного устаткування промислових виробництв /С. В. Білодіденко, **В. І. Гануш**, Є. А. Іжевський та інші. *Теорія і практика металургії*. – 2021. №4. – С. 56–68. <https://doi.org/10.34185/tpm.4.2021.07>

Патенти України:

13. Робоча кліть прошивного стану трубопрокатного агрегату. Патент на корисну модель UA 148958 U. Україна: МПК В21В 13/00, В21В 19/02, В21В 31/02 /С. Р.

Рахманов, С. В. Білодіденко, **В. І. Гануш** та інші. Заявник та патентовласник Національна металургійна академія України. Заява у 2021 01403 від 19.03.2021; опубл. 05.10.2021, Бюл. №40.

14. Робоча кліть прошивного стана трубопрокатного агрегату. Патент на корисну модель UA 148972 U. Україна: МПК В21В 13/00, В21В 19/02, В21В 31/02. /С. Р. Рахманов, С. В. Білодіденко, **В. І. Гануш**. Заявник та патентовласник Національна металургійна академія України. Заява у 2021 02197 від 26.04.2021; опубл. 05.10.2021, Бюл. №40.

Матеріали наукових конференцій і статті в науково-технічних журналах:

15. Estimate of safety at the prolongation of service life of autonomous machines /S. Belodedenko, **V. Ganush**, V. Datcenco, N. Ostroverhov. *Transport problems 2013: proceedings of V Int. conf.*- Katowice: Silesian university of technology. - 2013. - P. 38-45.

16. **Гануш В. І.**, Гречаний О. М. Розрахунок на міцність станини пресу зусиллям 100 МН. *Механіка машин – основна складова прикладної механіки*. Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції. Дніпро, НМетАУ. – 2017. С. 328–331. https://nmetau.edu.ua/file/proceedings_of_conference_mm_ua.pdf

17. **Гануш В. І.**, Гречаний О. М. Навантаженість та напруженість станини та колон важких гідравлічних пресів металургійного виробництва. *Механіка машин – основна складова прикладної механіки*. Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції. Дніпро, НМетАУ. – 2017. С. 332–335. https://nmetau.edu.ua/file/proceedings_of_conference_mm_ua.pdf

18. Діагностування технічного стану базових металевих конструкцій шляхом контролю твердості їхньої поверхні /С. Білодіденко, **В. Гануш**, М. Островерхов, М. Петров. *Вісник сертифікації залізничного транспорту*. - 2020. - №4 – 5 (62 - 63). - С. 10-13. <http://eadnurt.diit.edu.ua/bitstream/123456789/14095/1/Bilodidenko.pdf>

Монографії:

19. Belodedenko S., **Ganush V.** Models of technical safety and risk at the estimation and prediction of the condition of vehicles mechanical systems. In: Some actual issues of traffic and vehicle safety. Monograph. Faculty of Transport, Silesian University of Technology, Gliwice. - 2013. P. 187-212.

АНОТАЦІЯ

Гануш В. І. Оцінка технічного стану базових конструкцій пресо-прокатного устаткування після довготривалої експлуатації. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.08. – «Машини для металургійного виробництва». – Український державний університет науки і технологій, Дніпро, 2023.

Дисертація присвячена удосконаленню технічного обслуговування базових елементів механічних систем, які потерпають від комбінації пошкоджуючих процесів на прикладі станин робочих прокатних клітей і гідравлічних пресів. Означена мета досягається шляхом розробки діагностичних моделей, які враховують комбінований характер навантаження конструкцій. Вирішена актуальна науково-технічна задача оцінки технічного стану після довготривалої експлуатації базових конструкцій пресо-прокатного устаткування, які потерпають від дії комбінованого навантаження, що в

кінцевому результату забезпечило підвищення безпеки і подовження ресурсу станин робочих клітей трубопрокатного агрегату і пресу для виробництва залізничних коліс.

Розвинуто принцип знаходження імовірностей відмови і безвідмовності шляхом порівняння функцій розподілу довговічності і наробітку. Розроблена модель довговічності багатовісної втоми на підставі правила об'єднання ресурсних індексів безпеки. В її форматі знайдена модель коефіцієнтів обтяження для комбінованої дії дотичних і нормальних напружень у вигляді поліному другого ступеню.

Вирішена задача взаємозв'язку між накопиченим пошкодженням і коефіцієнтом обтяження. З'ясовано, що функція ризику станин на стадії зародження тріщини може бути представлена лінійною залежністю, прямопропорційною до наробітку. Для оцінки технічного стану станин ТПА 350 використано функцію ризику, яка на відміну від функції надійності є чутливою до наробітку. Процес втрати несучої здатності станин представлено декількома стадіями, при яких збільшення ризику відбувається з різною інтенсивністю.

Сформовано модель гарантованого ресурсу колон важких гідравлічних пресів, яка враховує нестаціонарність процесу штампування, варіації коефіцієнтів нерівномірності навантаження колон, зусилля затягання різьби, її границю витривалості. Визначено, що безпечний довготривалий строк експлуатації колон можливий тільки за певних умов - неперевищення коефіцієнту нерівномірності навантаження понад 15%, наближення границі витривалості в зоні різьби до 30 МПа.

Ключові слова: базова конструкція, прес гідравлічний, трубопрокатний агрегат, станина, ресурс, ризик, технічний стан.

ABSTRACT

Hanush V. I. Estimation of the technical condition of the basic structures of the press-rolled equipment after long-term operation. – Manuscript.

Dissertation for obtaining the scientific degree of Candidate of Technical Sciences by specialty 05. 05. 08. “Machines for Metallurgical Production” – Ukrainian State University of Science and Technologies, Dnipro, 2023.

The dissertation is devoted to the improvement of maintenance of the basic elements of mechanical systems that suffer from a combination of damaging processes, using the example of working rolling housings and hydraulic presses. The specified goal is achieved by developing diagnostic models that take into account the combined nature of the structure load. The actual scientific and technical task of assessing the technical condition after long-term operation of the basic structures of press-rolling equipment, which suffer from the action of combined load, has been solved, which in the end ensured increased safety and extension of the resource of the housings of the working cages of the pipe-rolling unit and the press for railway wheels production.

The principle of finding probabilities of failure and non-failure by comparing the functions of the distribution of durability and earnings has been developed. A multiaxial fatigue longevity model was developed based on the rule of combining resource safety indices. In its format, a model of weighting coefficients for the combined action of tangential and normal stresses in the form of a second degree polynomial was found.

Solved the problem of the relationship between the accumulated damage and the burden factor. It has been found that the risk function of stand of crack initiation can be represented by a linear dependence directly proportional to the build-up. To assess the technical condition of tube rolling mill unit 350 stand, a risk function was used, which, unlike the reliability function, is sensitive to earnings. The process of loss of load-bearing capacity of stand is represented by several stages, in which the risk increases with different intensity.

A model of the guaranteed resource of the columns of heavy hydraulic presses has been developed, which takes into account the non-stationarity of the stamping process, variations in the coefficients of the uneven load of the columns, the tightening force of the thread, and its endurance limit. It was determined that a safe long-term operation of the columns is possible only under certain conditions - not exceeding the load unevenness coefficient of more than 15%, approaching the endurance limit in the thread zone to 30 MPa.

Keywords: basic structure, hydraulic press, pipe rolling unit, housing, resource, risk, technical condition.

Підписано до друку 06.03.2023 г. Формат 60x90/16. Папір для множильних апаратів. Друк ризограф. Умов. друк. арк. 0,9. Тираж 100 прим. Зак. 103.

Український державний університет науки і технологій
49600, м. Дніпро, пр. Гагаріна, 4.