**МІНІСТЕРСТВО ОСТВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

**НАЦІОНАЛЬНА МЕТАЛУРГІЙНА АКАДЕМІЯ УКРАЇНИ**



**С. В. Білодіденко, Г. М. Біліченко, В. І. Гануш**

**індивідуальні завдання для модульного контролю по дисципліні**

**«Технічна безпека та аналіз ризику механічних систем»**

# Дніпро НМетАУ 2020

**МОДУЛЬ №1**

**Безпека і основи якісного аналізу ризику**

**Індивідуальна контрольна робота №1**

**Розробка сценаріїв аварій промислового устатковання**

**Умови завдання.** Розробити сценарій виробничої аварії промислового устатковання при наявності заданої ініціюючої відмови. У якості об’єкта розробки бажано обирати устатковання, що фігурує в темі дисертаційної роботи. Також для завдання можна прийняти умови, що наведено в таблиці 1.

Таблиця 1.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| № варіанту | Устатковання | Ініціююча відмова |
| 1 | Скіповий підйомник доменної печі | Розрив одного канату, яким закріплено скіп |
| 2 | Лебідка управління конусами завантажувального пристрою доменної печі | Злам (руйнація) пальця, який з’єднує ланцюг з барабаном великого конуса |
| 3 | Пристрій для подачі кисню в конвертер | Розрив тягового органу (ланцюг, канат) для маневрування фурмою |
| 4 | Головна лінія пілігримового трубопрокатного стану | Руйнування внутрішньої втулки підшипника маховика |

**Рекомендації до виконання**

По-перше, варто ретельно вивчити умови експлуатації і функціонування об’єкта. По-друге, кожен елемент (вузол, деталь), що бере участь в подіях, може знаходитись в двох технічних станах як мінімум. По-третє, доцільно навести структурну схему об’єкта, оскільки вони мають різні варіанти виконання.

Розробку рекомендовано виконувати із застосуванням метода «дерева несправностей (відмов)», як організованого графічного зображення умов і інших чинників, що визивають небажану подію, яка називається «вершиною подій» або ініціюючою відмовою. Оскільки аналіз дерева несправностей є пов’язаним з визначенням можливості прояву або не прояву головної події – пригоди конкретного типу, то її умови встановлюються шляхом виділення із усього масиву вихідних передумов двох підмножин, реалізація яких призводить або не призводить до виникнення головної події.

Аналіз «дерева несправностей» пов'язаний з визначенням можливості появи або не появи головної події конкретного типу. Дані умови встановлюються шляхом виділення з усього масиву вихідних передумов двох підмножин, реалізація яких призводить або не призводить до виникнення головної події. Такі підмножини поділяються на:

- аварійні поєднання, які представляють певний набір вихідних подій, здійснення яких гарантує, що кінцева подія відбудеться;

- відсічні поєднання, які також представляють набір вихідних подій, але на відміну від попередніх гарантують відсутність головної події за умови виникнення жодного із складових цього набору подій.

Найбільш зручним способом виявлення умов виникнення і попередження подій є виділення з таких підмножин так званих мінімальних поєднань подій, або тих з них, поява яких є мінімально необхідною і достатньою для досягнення бажаного результату.

Кількісний аналіз аварійності і травматизму з допомогою структурних функцій за [8] можна здійснити у нижченаведеній послідовності, але на відміну від [8], обов’язково враховуючи за [9] вірогідність невимушених помилок людини-оператора

- модель поділяється на окремі блоки;

- у вибраних блоках виділяються підмножини подій, сполучених умовами «І» та «АБО»;

- початкове «дерево» і відповідна йому структурна функція спрощуються за рахунок їх укрупнення;

- розраховується міра можливості виникнення події.

При оцінці числових характеристик «дерева несправностей», що досліджується, необхідно враховувати ряд правил і припущень.

1. Події «дерева», з'єднані логічною умовою «І», об'єднуються за принципом їх множення, при цьому вважається, що параметр головної події розраховується як множина з n параметрів передумов (співмножників)

. (1)

2. Події «дерева», з'єднані логічною умовою «АБО», об'єднуються за принципом логічного додавання, а їх відповідні параметри утворюють наступну залежність

, (2)

яка в окремих випадках, наприклад, для n = 2 і n = 3, приймає вигляд

; (3)

 (4)

3. Перетворення і спрощення структурних функцій здійснюється з дотриманням основних правил булевої алгебри. У відповідності з законом поглинання справедливі, наприклад, наступні тотожності

A · (A · B) = A · B; (5)

A + (A + B) = A. (6)

4. При відомих структурних схемах безвідмовності технічних систем і безпеки функціонування вони можуть бути легко перетворені в «дерево подій». При цьому їх паралельно з'єднані елементи відповідають логічній операції «І», а послідовно з'єднані – логічній операції «АБО».

Аналіз методом «дерева несправностей» дозволяє виявляти комбінації відмов (неполадок) устаткування, помилок персоналу (об’єктивних і суб’єктивних) та зовнішніх (техногенних, природних) впливів, що призводять до основної події (аварійної ситуації). Цей метод можна використовувати для аналізу виникнення аварійної ситуації і розрахунку вірогідності на основі встановлення значень вірогідності висхідних подій.

Оцінка надійності технічних систем повинна виконуватися для найбільш небезпечних з них. При експлуатації ковальсько-пресового обладнання (КПО), з попереднього аналізу видів травм і взагалі негативних наслідків для людського організму видно, що такими можуть бути: основне і допоміжне обладнання; місцева вентиляція з системою аспірації, відмова якої може призвести до різкого зростання у повітрі виробничого приміщення концентрації шкідливих речовин; пневмо- чи гідросистеми маніпулятора для завантаження і вивантаження заготовок у нагрівальну піч та їх обертання у процесі кування; конвеєрна система транспортування заготовок до робочих місць і т.ін.

При побудові «дерев» використовується визначена символіка, коли стан елементів або вихідних подій, які не можуть бути підрозділені, представляється у вигляді кіл, а наслідків – у вигляді прямокутників. Спочатку треба скласти перелік відмов (подій) конкретної технічної системи і визначити їх вірогідність.

Приклад 1.

Наведено сценарій подій, в яких ініціюючую відмовою є збільшення діаметру і форми сопел кисневої фурми конвертеру.

**Пожар**

**Разрушение конструкций конвертера**

**Взрыв конвертера**

Выброс расплава

Прогар оболочки фурми

Разрыв кожуха

Снижение конкурентоспособности

Контакт фурмы со шлаком

Сокращение срока службы

Рост себестоимости стали

Повышение уровня металла

Образование пенистого шлака

Увеличение расхода кислорода

Деформация кожуха

Увеличение времени плавки

Износ футеровки

**Изменение формы и размеров сопел фурмы**

Рис. 1.1. Дерево можливого сценарію розвитку аварійної ситуації

в конвертері.

Приклад 2

Для маніпулятора з пневматичним приводом перелік відмов включає події, наведені у табл. 1.

Напрацювання T (год.) на відмову пневмосистеми маніпулятора у КПВ визначається з

, (7)

де λсл – інтенсивність відмови найслабшого елемента системи [10,11], год-1.

Недостатня надійність обладнання призводить до величезних витрат на ремонт, простой устаткування, припинення постачання виробничих ділянок електроенергією, водою, газом, транспортними засобами, невиконання відповідальних завдань, іноді до аварій, пов'язаних з великими економічними втратами, руйнуванням великих об'єктів і з людськими жертвами.

Для визначення причин виникнення відмов на виробничому обладнанні застосовується аналіз методом «дерева неполадок».

Таблиця 1 ‑ Вірогідність виникнення аварійної ситуації при експлуатації пневмосистеми маніпулятора

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| № з/п | Подія | Вірогідність P(t) |
| 1. | Порушення правил безпеки | 5 · 10-4 |
| 2. | Виконання ремонту устаткування під час роботи | 4 · 10-5 |
| 3. | Механічне пошкодження редуктора балона | 3 · 10-5 |
| 4. | Механічне пошкодження трубопроводу пневмосистеми | 5 · 10-5 |
| 5. | Механічне пошкодження редуктора трубопроводу пневмосистеми | 5 · 10-5 |
| 6. | Вихід з ладу гайки редуктора | 2 · 10-6 |
| 7. | Вихід з ладу прокладки редуктора | 4 · 10-4 |
| 8. | Перевищення тиску повітря в балоні | 4 · 10-6 |
| 9. | Експлуатація несправного балона | 2 · 10-5 |
| 10. | Експлуатація несправної компресорної установки | 2 · 10-5 |
| 11. | Відмова запобіжника | 3 · 10-6 |
| 12. | Вихід з ладу підшипника електродвигуна | 2 · 10-6 |
| 13. | Вихід з ладу крильчатки електродвигуна | 1,1 · 10-7 |
| 14. | Відмова кінцевого вимикача | 3 · 10-6 |
| 15. | Зношення сальникового ущільнювача | 3 · 10-6 |
| 16. | Вихід з ладу підшипника валу колеса компресора | 2 · 10-6 |
| 17. | Зношення постійної муфти | 2,5 · 10-6 |

Оцінка можливості відмови або безвідмовної роботи окремих елементів технічних систем проводиться на основі статистичних даних по інтенсивності їх відмови.

Наприклад, при використанні маніпулятора з пневмоприводом для завантаження і вивантаження заготовок з печі можна констатувати, що конвеєр складається з великої кількості технічних елементів, відмова яких може призвести до його поломки або передчасного зносу основних вузлів, що може суттєво вплинути на терміни здійснення технологічних процесів, беручи до уваги те, що до складу найпростішої пневмосистеми входять компресор, редуктор, електропривод, вали з підшипниками, балон, кінцеві вимикачі і т.ін. Якщо встановити, що напрацювання на відмову пневмосистеми становить, наприклад, понад 16000 год., але воно може бути і іншим, то розрахунок значень вірогідності безвідмовної роботи окремих її елементів можна виконувати за даними інтенсивності відмов та «дерева несправностей» (рис. 1) з урахуванням періоду нормальної експлуатації, коли λ = const.

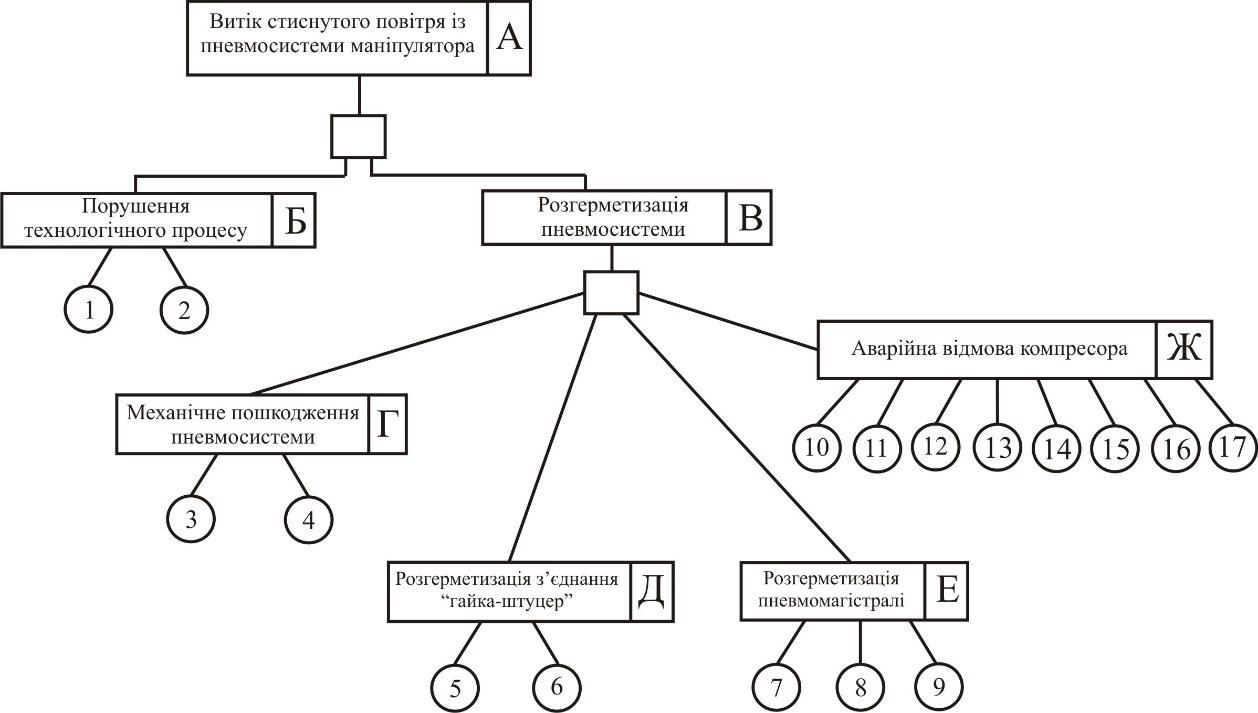


Рис. 1. ‑ Вірогідність витоку стиснутого повітря із пневмосистеми маніпулятора у КПВ

При цьому вірогідність безвідмовної роботи кожного елемента визначається за формулою

 (8)

при заданому t, а відповідно вірогідність відмови кожного елемента буде відповідати значенню, отриманому з

P(t) + Q(t) = 1. (9)

Розрахунок вірогідності виникнення аварійної ситуації при витоку стиснутого повітря із пневмосистеми маніпулятора:

1. ;

2. ;



4. ;

5. ;

6. ;



Після підстановки значень P(t) отримуємо:

;  ; ; ; ;

Отримане значення PA використовується при розрахунку R у випадку завантаження печі для характеристики механічних травм (PB), а при вивантаженні – термічних травм (PD), відповідно. Таким чином, вірогідність виникнення аварійної ситуації, наприклад, внаслідок падіння виробу із захватного органу маніпулятора з-за витоку стиснутого повітря із пневмосистеми, що може призвести до травмування коваля-штампувальника становить .

Приклад 3.

Розрахунок вірогідності заподіяння шкоди здоров'ю у відповідності до значень вірогідності подій P(t), що призводять до заподіяння шкоди здоров'ю коваля-штампувальника, наведено у табл. 2, а «дерево ризиків» показано на рис. 2.

Таблиця 2 ‑ Вірогідність подій, що призводять до заподіяння шкоди здоров'ю коваля-штампувальника

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| № з/п | Подія | Вірогідність P(t) |
| 1. | Дотик до струмопровідних частин КПО | 5 · 10*–*4 |
| 2. | Робота без електрозахисних засобів | 2 · 10*–*4 |
| 3. | Застосування несправного ручного інструменту | 2 · 10*–*4 |
| 4. | Виконання робіт без захисних окулярів | 2 · 10*–*4 |
| 5. | Виконання робіт без спецодягу | 4 · 10*–*4 |
| 6. | Виконання робіт без спецвзуття | 2 · 10*–*4 |
| 7. | Виконання робіт без захисного головного убору | 2 · 10*–*4 |
| 8. | Виконання робіт без захисних рукавиць | 2 · 10*–*4 |
| 9. | Травмування в процесі штампування при падінні виробу | 3 · 10*–*4 |
| 10. | Травмування внаслідок забиття верхніх кінцівок | 3 · 10*–*4 |
| 11. | Наявність джерела вогню (піч) | 5 · 10*–*4 |
| 12. | Травмування у процесі завантаження виробу у піч | 2 · 10*–*4 |
| 13. | Травмування у процесі вивантаження виробу з печі | 2 · 10*–*4 |
| 14. | Попадання розпеченого металу (окалини) на легкозай-мистий матеріал | 4 · 10*–*5 |
| 15. | Попадання розпеченого металу на відкриті частини тіла | 2 ·10*–*5 |
| 16. | Дотик до розпеченого металу | 2 ·10*–*5 |
| 17. | Відмова захисних пристроїв устаткування | 4 · 10*–*4 |
| 18. | Перевищення концентрації ШНВЧ у повітрі РЗ | 5 ·10*–*4 |
| 19. | Перевищення показників мікроклімату | 4 · 10*–*4 |
| 20. | Загальне перевищення теплового опромінення | 4 · 10*–*4 |
| 21. | Локалізація перевищеного теплового опромінення | 3 · 10*–*4 |
| 22. | Наявність підвищеного рівня шуму | 4 · 10*–*4 |
| 23. | Наявність підвищеного рівня вібрації | 4 · 10*–*4 |
| 24. | Недостатній рівень освітленості | 3 · 10*–*4 |

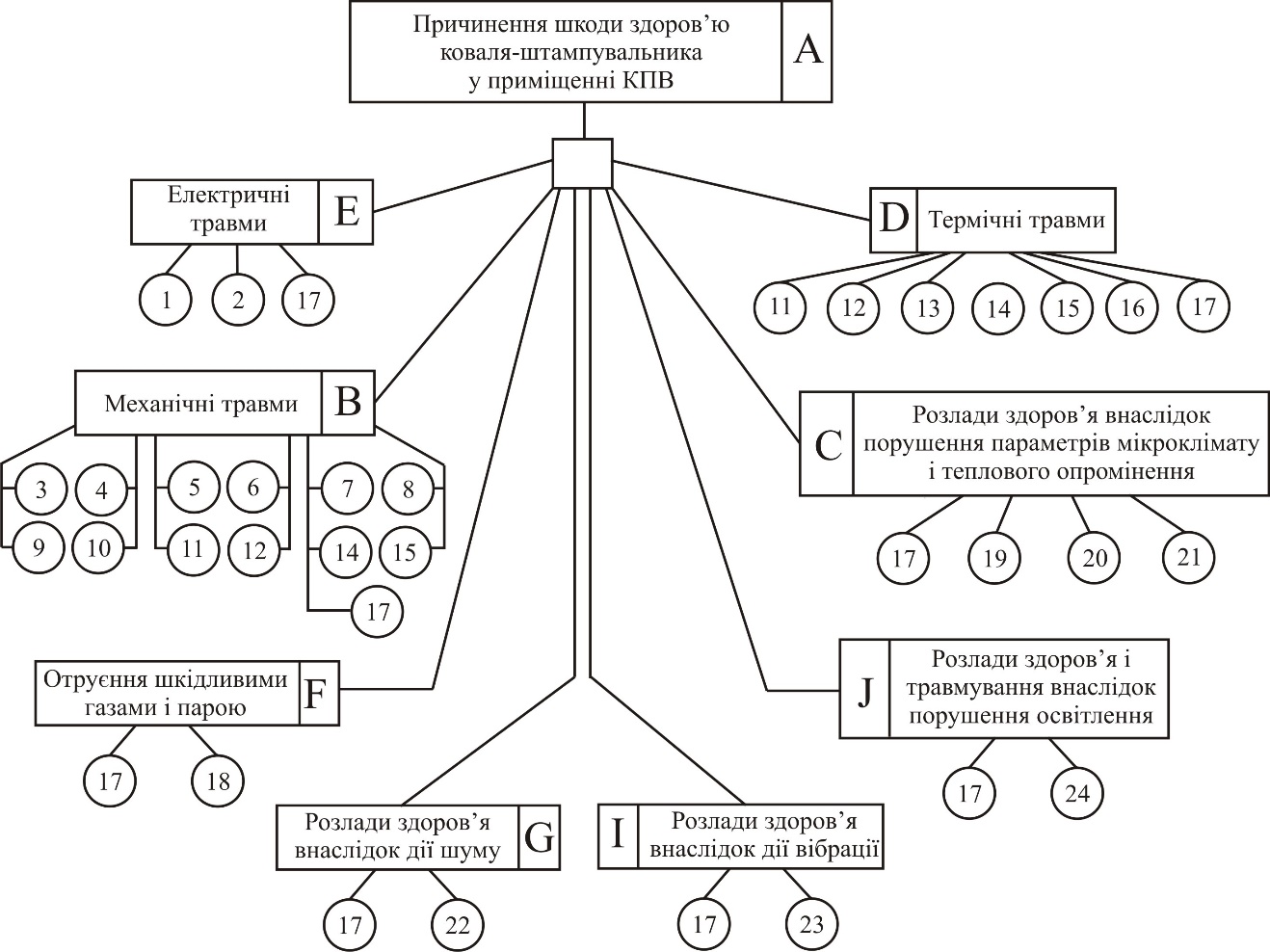


Рис. 2. ‑ «Дерево ризиків» заподіяння шкоди здоров'ю   
коваля-штампувальника у приміщенні КПВ

Дані, наведені у табл. 2 і у схемі на рис. 2, дозволяють визначити ризик такого заподіяння у наступній послідовності:

2. ;

3. 



4. ;

5. ;

6. ;

7. ;

8. 



І після введення у наведені формули значень із табл.. 2 нижче наведені результати розрахунків:

2. ; 3.; 4.  5.    
6.  7.  8.  9. 

Ризик заподіяння шкоди здоров'ю коваля-штампувальника до виконання заходів з поліпшення умов праці становить:

1. .

Ризик заподіяння шкоди здоров'ю коваля-штампувальника після виконання заходів щодо поліпшення умов праці, наприклад, з забезпечення часткової, наприклад, на 10%, віброізоляції обладнання, коли  становить

.

Таким чином, після виконання заходів із зменшення рівня вібрації на робочому місці (РМ), наприклад, на 10%, ризик заподіяння шкоди здоров'ю коваля-штампувальника зменшується на

.

Це вказує на те, що зменшення тільки рівня вібрації на РМ коваля-штампувальника при комплексній дії вищезазначених шкідливих та небезпечних виробничих чинників (ШНВЧ) дозволяє зменшити його професійний ризик на 10,48%.

Крім того, за результатами розрахунків встановлено, що, зокрема:

– вірогідність виникнення аварійної ситуації при витоку стиснутого повітря із пневмосистеми маніпулятора становить:

;

– ризик спричинення шкоди здоров'ю коваля-штампувальника на РМ при використанні маніпулятора з пневмоприводом досягає:

.

Професійна діяльність коваля-штампувальника відноситься до другої категорії безпеки у її процесі виконується оскільки відносно безпечна робота, а ризик спричинення шкоди здоров’ю знаходиться у діапазоні, що відповідає цій категорії безпеки, тобто R = 1∙10–4…1∙10–3.

**МОДУЛЬ №2**

**Основи кількісного аналізу ризику**

**Індивідуальна контрольна робота №2**

**Визначення параметрів діаграми Фармера**

**Умови завдання.** За запропонованими показниками тяжкості відмов Ni (вимірюються в годинах простою або втратах тоннажу продукції) і частотою їх появи fi (вимірюється на рік роботи технічної системи, рік-1) визначити загальний річний ризик експлуатації іΣ, найбільш ризиковану відмову Еі, а також параметри діаграми Фармера. Як отримана діаграма співвідноситься до діаграми нейтрального ризику.

Таблиця 2.1. Приклад умов завдання.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Шифр відмови | N втрачених тон металу (1 варіант) | N годин простою (2 варіант) | Частота f, рік-1 |
| Е1 | 3000 | 3 | 0,086 |
| Е2 | 39000 | 40 | 0,0015 |
| Е3 | 1,7‧106 | 150 | 0,0002 |
| Е4 | 2‧107 | 1200 | 0,00001 |
| Е5 | 5‧107 | 16000 | 0,00000067 |

**Хід виконання завдання.**

1. Розрахунок ризику від кожної відмови Еі: *Іі=* *Nі‧* *fі.*

2. Визначення загального ризику : *ІΣ=Σ Іі*.

3. Розташування відмов згідно відповідності до рівня тяжкості – від відмови з максимальним *Nі* послідовно до відмови з мінімальним *Nі*.

4. Визначення накопиченої частоти Fj для кожної відмови. Для відмови з максимальним рівнем тяжкості: *F1=fi(Nmax)=f(NI).* Далі – *F2=F1+fi(NII)*, де останній член є частотою другої за тяжкістю відмови. Потім *F3=F2+fi(NIIІ), F4=F3+fi(NIV).* Назагал *Fn= Fn-1+fi(Nmin)*.

5. Побудувати в координатах X=lgN, Y=lgF F – N-діаграму (діаграму Фармера) (крапки на рис. 2.1-2.3).

6. Знаходження рівняння Фармера як ступеневої функції

*F=F1‧N-a* (2.1).

Рис.2.1. Діаграми Фармера в натуральних координатах.

Також можливо отримати дане рівняння в логарифмічних координатах як лінійну функцію. Певну цікавість можуть мати рівняння ділянок діаграми Фармера, які підкорюються лінійній функції.

Рис.2.2. Діаграми Фармера в логарифмічних координатах.

Рис.2.3. Нахилена лінійна ділянка діаграми Фармера в натуральних координатах.

7. Аналіз отриманих результатів.

**Приклад.** Вихідні дані – табл.2.2, перші 3 стовбця. Тут же є розрахунок ризику.

Таблиця 2.2.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Шифр відмови | Тяжкість відмови N, годин простою | Частота f, рік-1 | Ризик, І,  Год./рік |  |  |
| Е1 | 12 | 4,8‧10-3 | 0,058 |  |  |
| Е2 | 123 | 6,2‧10-6 | 0,00076 |  |  |
| Е3 | 33 | 7,8‧10-3 | 0,257 |  |  |
| Е4 | 33 | 9,1‧10-4 | 0,03 |  |  |
| Е5 | 29 | 6,3‧10-3 | 0,18 |  |  |
| Е6 | 16 | 7,0‧10-4 | 0,01 |  |  |
| Е7 | 67 | 8,0‧10-5 | 0,0054 |  |  |
| Е8 | 10 | 4,0‧10-3 | 0,04 |  |  |
| Е9 | 52 | 1,2‧10-6 | 0,000062 |  |  |
| Е10 | 3 | 3,4‧10-4 | 0,001 |  |  |

**Загальний** річний ризик склав 0,582 годин простоїв.

В табл.2.3. розташовані відмови за принципом «противаріаційного ряду» (від найбільшого до меншого) та накопичена частота.

Таблиця 2.3.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Шифр відмови | Тяжкість відмови N, годин простою | Накопичена Частота F, рік-1 | X=lgN | Y=lgF |
| Е2 | 123 | 0,0000062 | 2,09 | -5,2 |
| Е7 | 67 | 0,000086 | 1,23 | -4,1 |
| Е9 | 52 | 0,000087 | 1,72 | -4,1 |
| Е3 | 33 | 0,0079 | 1,52 | -2,1 |
| Е4 | 33 | 0,0088 | 1,52 | -2,1 |
| Е5 | 29 | 0,015 | 1,46 | -1,8 |
| Е6 | 16 | 0,016 | 1,20 | -1,8 |
| Е1 | 12 | 0,021 | 1,08 | -1,7 |
| Е8 | 10 | 0,025 | 1,0 | -1,6 |
| Е10 | 3 | 0,254 | 0,48 | -1,6 |

На рис. 2.1-2.3 у середовищі Excel наведено діаграми і рівняння Фармера. Для накопиченої частоти вона буде ***F=4,12‧N-2,3*** (рис.2.1) *.* Такий же результат отримано при представленні даних у логарифмічних координатах (рисю2.2). Тут ***F1=100,61=4,1.***Оскільки показник рівняння *а=2,3* є більшим од одиниці, це свідчить про високий рівень несприйняття ризику.

**МОДУЛЬ №3**

**Моделі технічного стану і прогнозування залишкового ресурсу**

**Лабораторна роботи №1**

**Знаходження об’єднаного індексу безпеки для системи пошкоджуючих процесів**

**Мета роботи.** Отримання навичок користування моделями пошкоджуючих процесів, визначення первісного і залишкового ресурсів деталі, яка потерпає від комплексу деградаційних процесв.

У якості такої деталі як об’єкту лабораторних розвідок запропоновано високоміцні болти М18\*1,5. Взагалі, у якості об’єкту можуть бути обрані інші відповідальні деталі. Болти працюють при циклічних навантагах, які призводять до втомних пошкоджень, і внаслідок цього вони руйнуються в різних місцях. В залежності від цього, руйнація має різну природу. Попередньо для болтів при фундаментальних багатозразкових дослідженнях отримані моделі втомного ресурсу.

**Задачі роботи.** 1. За результатами малозразкових короткострокових втомних випробувань скорегувати існуючи втомні моделі.

2. За запропонованими варіантами режимів навантаження пропонується визначати гарантовану довговічність і відповідну їй кількість годин роботи для рівня надійності Р при частоті циклів навантаження ω.

**Моделі втомної довговічності (ресурсу).** Розглянуто першу ситуацію структурного підходу оцінки надійності. Ефективність методу ресурсного індексу безпеки продемонстровано прикладі високоміцних болтів М18 для з’єднання деталей літаків, в тому числі коліс шасі (рис. 2.14). Деталь є відповідальним елементом. При відпрацьовуванні міцності і довговічності болтів були отримані моделі опору втомі його небезпечних місць (1,2,3,4 рис. 2.14, табл. 2.6) [55]. Першою моделлю є загальне рівняння довговічності (ЗРД)  у формі:

, (3.1)

де , ,  – коефіцієнти моделі,

 – подвійна амплітуда (розмах) зусилля, що діє на болт у кН,

 – коефіцієнт асиметрії циклу.

Другою моделлю є рівняння розпорошення довговічності (РРД) у формі:

, (3.2)

де  – СКВ числа циклів до граничного стану,

, ,  – коефіцієнти моделі.

Значення ,  визначаються при випробуваннях для побудови опірною кривої втоми. Значення коефіцієнту  враховує фактори, вплив яких не враховано при побудові розглянутих моделей (масштаб, поміжплавочне розпорошення, тощо).

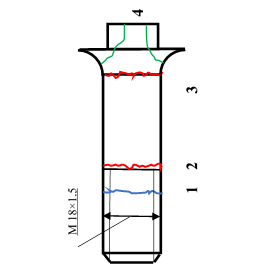


Рис. 3.1. Характерні місця руйнування.

Таблиця 3.1.

Параметри моделей опору втомі небезпечних місць болта та їхня критичність (ЗРД отримано для розмаху зусилля ΔF (кN))

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Небезпечні місця, *ік* | ЗРД (3.1) | | | РРД (3.2) | | |  |
|  |  |  |  |  |  |
| Різьба, 1 | 30,7 | -13,2 | -2,5 | 0,16 | 0,16 | 5,0 | 0,66 |
| Поверхня головки, 4 | 14,5 | -4,5 | -2,5 | 0,16 | 0,16 | 5,0 | 0,11 |
| Галтельний перехід, збігання різьби 2, 3 | 21,5 | -8,6 | -2,5 | 0,30 | 0,24 | 5,6 | 0,20 |

При виготовленні болти проходять складний процес механіко-термічної обробки. Різьба зміцнюється за рахунок накатки, а галтель також поліпшується шляхом поверхнево-пластичного деформування. При якісно виконаних технологіях за штатне вважається руйнування болтів в різьбовій частині (фото ліворуч, 1, рис. 3.1). При недотриманні технологічних режимів болти не проходять контрольних випробувань на втому і руйнування зміщується в зони збігання різьби 2 або в галтельний перехід 3 (рис. 3.1). Такі болти вважаються некондиційними. Їхнє РРД має суттєво збільшені параметри (табл. 3.1).

Ще один деградаційний процес обумовлений появою тріщин фретинг-втоми в поверхні головки (4, рис. 3.1). Період їх розвитку відносно великий, але вони також призводять до руйнування болта, хоча він може зберігати певну несучу здатність (фото праворуч, рис. 3.1).

Критичність відмови в залежності від місць руйнування визначалась за рекомендаціями методу FMEA (аналіз відмов), згідно якого

.

Перший співмножник враховує тяжкість втрат. Тоді, зважаючи на вищесказане, беремо , . Останній співмножник  враховує можливість виявлення відмови. Він є однаковим для всіх місць і призначений як одиниця. Другий співмножник визначає долю діючих деградаційних процесів. Шляхом випробувань при циклічному навантаженні на різноманітних режимах встановлено: , , .

Задача полягала в знаходженні циклічної довговічності  , яка б гарантувала безпеку з ІБР . Для цього необхідно побудувати ФРД небезпечних зон болта, після чого певним чином поєднати отримані показники. Розрахункові режими (табл. 2.7) розроблено для фіксованих зусиль затягування , що створювали в тілі болта напруження *0,3* та *0,6* межі плинності. Зміна величини зовнішнього навантаження  веде до зміни максимального навантаження циклу болта  та асиметрії . Тому використання ЗРД в формі (2.34) є зручним. В якості зовнішнього навантаження може виступати еквівалентне навантаження блока або спектра.

В табл. 2.7 також наведені еквівалентні зусилля Fe, які витікають з еквівалентних напружень, що враховують крутні моменти при затяганні болта. Вони розраховані за відомою методою для коефіцієнтів тертя під головкою болта  та поміж витків різьби  і  [56]. Орієнтовно, *Fe=1.5Fmin (ft=0.1), Fe=2Fmin (ft=0.1).*

Таблиця 3.2.

Параметри розрахункових режимів для зусиль *F* в кН.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Позначення режиму |  |  |  |  | *\** | \* | *Р,%* | ω, Гц | % |
| *0* | *75,6* | *54,4* | *130* | *0,42* | *151* | *113* | *99* | *1* | *10* |
| *I* | *75,6* | *44,4* | *120* | *0,63* | *150* | *112* | *90* | *1* | *10* |
| *II* | *75,6* | *34,4* | *110* | *0,69* | *149* | *111* | *99* | *1* | *10* |
| *III* | *75,6* | *24,4* | *100* | *0,76* | *148* | *110* | *90* | *1* | *10* |
| *0* | *151,2* | *54,4* | *205,6* | *0,74* | *297* | *220* | *99* | *0.2* | *5* |
| *I* | *151,2* | *44,4* | *195,6* | *0,77* | *295* | *217* | *90* | *0.2* | *5* |
| *II* | *151,2* | *34,4* | *185,6* | *0,82* | *286* | *214* | *99* | *0.2* | *5* |
| *III* | *151,2* | *24,4* | *175,6* | *0,86* | *285* | *211* | *90* | *0.2* | *5* |

\*- величина не є заданою, а розраховується для обраних самостійно коефіцієнтів тертя. Для оцінки гарантованого ресурсу по критеріях втомного руйнування цей показник не розраховується.

Алгоритм пошуку первісних індексів безпеки  починався з визначення для певного режиму (табл. 3.2.) медіанної довговічності по ЗРД (3.1). У якості вихідних даних фігурує коефіцієнт варіації зовнішнього навантаження . Тоді складова варіації логарифму довговічності від зовнішнього фактору буде: . Далі за моделлю РРД (3.2.) визначається аналогічна складова від внутрішнього фактору . Обидві складові утворюють загальне СКВ:

. (3.3)

**Хід виконання роботи.** Закріплення болтів в випробувальній машині зроблено по схемі гайки розтягу (4, рис.3.2). Її розміри забезпечують велику жорсткість порівняно із діючою реальною гайкою. Тому розподілення зусиль між витками різьби 2 буде більш нерівномірним, що забезпечує консервативну ситуацію.



Рис.3.2. Схема закріплення болтів при випробуваннях зусиллям Р.

У якості вихідних даних до отримання моделей опору втомі прийнято параметри випробувального режиму:

* Розмах циклічного навантаження ΔFt (65 – 80 kN),
* Коефіцієнт асиметрії циклу Rσt (0.1 – 0.3).

Також до вихідних даних відносяться результати втомних випробувань:

* Число циклів до руйнування N=Nt,
* Місце руйнування.

***Коригування моделі.*** Спочатку за встановленим місцем (місцями, зонами) руйнування з трьох наведених вище моделей обирається модель для коригування. Якщо в випробуваннях не було зареєстровано руйнувань, скажімо, в галтелі, то ця модель не коригується і лишається незмінною. В подальшому можуть розглядатися декілька алгоритмів коригування.

***А.*** Випробувано на втому **один** зразок. Тут можливі 2 варіанти.

Варіант А1 – якщо результат випробувань – довговічність Nt вміщується в поле розсіювання діючої моделі, то вона лишається незмінною. Щоб це визначити, необхідно за результатами параметрів тестового режиму ΔFt і Rσt по (3.1) розрахувати lgNmt. Для цієї довговічності за (3.2) і (3.3) розраховується СКВ SlgNmt. Потім визначаються крайні значення:

lgNmtmax=lgNmt+3 SlgNmt ,

lgNmtmin=lgNmt-3 SlgNmt.

Модель лишається при збереженні нерівності lgNmtmin˂ lgNt˂ lgNmtmax.

Варіант А2. Якщо отримана довговічність виходить за рамки діапазону, то коригується вільний член моделі (3.1):

lgN=(b0 +lgNmt –lgNt) +m‧lgΔF +brRσ. (3.4)

**Б.** При одному режимі випробувана **серія** зразків.

В цьому випадку за (3.3) зразу коригується вільний член. При цьому визначається середній логарифм довговічності lgNt.

**В.** Якщо випробувано болти не М18, а близьким до них за розміром (М16 – М20), то модель (3.1) треба перебудувати для нормальних напружень σ. При мінімальній площі круглого перерізу болта А модель ЗРД буде:

lgN=(b0 – mlgА) +m‧lgΔσ +brRσ. (3.5)

Далі коригування здійснюється за алгоритмами А або Б.

***Визначення медіанної довговічності.*** За трьома моделями (3.1) визначають величини lgN1, lgN2, lgN3.

***Визначення*** складової варіації логарифму довговічності від зовнішнього фактору для кожної моделі: .

***Визначення*** складової варіації логарифму довговічності від внутрішнього фактору для кожної моделі за (3.2).

***Визначення*** загального СКВ за (3.3).

***Визначення*** гарантованої довговічності. Для необхідної надійності Р по таблицях математичної статистики знайти відповідну до неї нормовану квантилю нормального розподілення UP. Після чого для кожної моделі *і* знаходиться логарифм гарантованої довговічності або первісний окремий індекс безпеки:

βРі = lgNPi= lgN - UP‧SlgN. (3.6)

***Визначення*** об’єднаного первісного індексу безпеки:

βРΣ0=lg[(Σui/(10βPi)]-1 . (3.7)

Гарантований ресурс у годинах роботи буде:

ТР = 10βрΣ0/3600ω.

**Приклад.** Розглянуто І режим навантаження з табл. 3.2. При пошуку ФРД у вигляді  враховано (2.34) при визначенні медіанної величини . Зважаючи на (2.18), з цієї ФРД (приклад для одного з режимів наведено в табл. 2.8) для ІБР 98% знаходять величини .

Таблиця 3.3

Параметри ФРД болтів М18 при *, * (І режим).

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Небезпечні місця, |  | |  | |
|  |  |  |  |
| *1* | *7,35* | *0,75* | *7,35* | *1,24* |
| *2, 3* | *5,75* | *0,66* | *5,75* | *0,83* |
| *4* | *5,56* | *0,36* | *5,56* | *0,46* |

На підставі розробленого алгоритму отримано діаграми первісних індексів безпеки (рис. 2.15). Оскільки при побудові зовнішнє навантаження розглянуто як варіативне, то така діаграма, по суті, є кривою втоми для випадкового навантаження при ІБР .

Зважаючи на визначені гарантовані довговічності обʼєкта під дією системи пошкоджувальних процесів (рис. 2.16), можна вважати показник критичності  за потужний інструмент регулювання обʼєднаної надійності. Такий висновок витікає з того, що гарантована довговічність зростає в 4÷5 разів при переході від ситуації  до алгоритму з фактично розрахованими . Тобто, в першій ситуації обʼєднаний індекс безпеки суттєво менший за середній  між індивідуальними індексами: . В другій ситуації формалізується принцип , який можна вважати аналогічним вищезгаданому принципу .

В даному випадку метода сукупної ФРД дає вельми консервативний результат. Тому таку методу не варто вважати за універсальну.

Дослідження надійності болтів показали, що фактор варіації зовнішнього навантаження  надає більший вплив на гарантовану довговічність, аніж зусилля затяжки Fmin. Звертає увагу різниця в поведінці функції  при зростанні зовнішнього навантаження.

Рис. 3.3. Первісні індекси безпеки  болтів М18 при зусиллях затяжки  (), () і коефіцієнтах варіації розмаху навантаження   (), (), ().

Рис. 3.4. Порівняльна діаграма гарантованої () довговічності болта для І режиму (табл. 2.7), отримані по алгоритмам сукупної ФРД (ФРДΣ), по методі індексів безпеки при ,  (табл. 2.6).

Для високих зусиль затягування  інтенсивність падіння графіка  зростає, а для малих  ця інтенсивність знижується. Це можна пояснити тим, що при малих значеннях  і  спостерігається висока асиметрія циклу . В таких умовах високоміцні сталі втрачають до неї чутливість. При зростанні  і сталості зусилля затяжки  величина  зменшується. Тому при  відмінність в довговічності стає відчутна. У зв'язку з цим збільшення зусилля затяжки ефективно.

В розглянутому алгоритмі важлива роль відведена фактору критичності відмов . Наприклад, за його допомогою можливо знівелювати імовірність раптової відмови. Вона оцінювалась по запасах статичної міцності у вигляді відношення навантаження межі міцності до еквівалентного навантаження  (табл. 2.7). При запасах менших, аніж 2 по теорії викидів розрахунок показує досить малий період появи руйнівного перевантаження. Здається за необхідне знижувати зусилля затяжки. Але практика показує, що подібних руйнувань без розвитку тріщини в болтах не спостерігалось. Тому для раптової відмови при однократному перевантаженні приймається . Вагомо збільшити очікуваний ресурс болтів можливо за рахунок зменшення браку. При цьому величина  і  зменшиться, а натомість буде збільшена величина , що і призведе до бажаного результату.

Знайдена структура обʼєднавчих формул, які позбавлені зайвого консерватизму при розрахунках надійності системи. Отримано нові правила об’єднання на підставі показнику ризику та на підставі розподілення Ліндлі.

Обґрунтовано алгоритм пошуку індексу безпеки для систем, який забезпечує виконання принципу, який можна вважати аналогом принципу . Запропоновано правило об’єднання індивідуальних індексів на підставі розподілення Ліндлі . Рекомендовано його застосовувати при великій кількості (понад 10) критичних елементів системи та для мультіджерельного пошкодження. При меншій їх кількості пропонується використовувати більш звичну форму індексу . Вона добре відповідає ситуації дії декількох (4÷7) деградаційних процесів на елемент технічної системи.

Знайдено пояснення низької надійності системи, яка визначається за правилом множення ІБР. Зазвичай це пов’язують із фактором взаємовпливу елементів. В методі індексу безпеки ситуація  пояснюється фактором невизначеності. Його вплив нівелюється ідентифікацією моделей, серед яких важливу роль займає процедура встановлення критичності . Дана формалізація ефектів об’єднання і ідентифікації.

Алгоритм побудови діаграми «індекс безпеки системи  – параметр навантаження (в даному випадку – )» є певною альтернативою процедурі підсумовування пошкоджень. Остання є актуальною на ранішніх етапах проектування, коли невизначеність навантаження примушує обирати спектри з широкою варіативністю. Після етапів відпрацьовування міцності, ресурсу, надійності, а тим більш на етапі експлуатації, коли відслідковується процес навантаженості, її варіація суттєво зменшується. Створюється можливість не підсумовуючи пошкодження безпосередньо контролювати виробіток ресурсу.

**МОДУЛЬ №4**

**Ймовірність виявлення дефектів**

**Лабораторна роботи №2**

**Визначення ризику експлуатації за результатами дефектоскопії**

Побудувати залежність ризику експлуатації *ρ* від кількості виявлених при контролі дефектів *k(l),* якщо відомий закон розподілення дефектів *Pa(l),* їх критичний розмір *lc*, рівень безпеки *R =* 0,96.

Зробити висновок про прийнятність методу контроля.

Вихідні дані (приклад)

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  | Параметры распределения | | | | |  |
| №  Вар. | *Pa (l)* | *lc,*  *мм* | *Lo,*  *мм* | *γ* | *c,*  *мм* | *α* | *l0*  *мм* | *νl* | |
| 1 | Вейбулл | 7 | - | - | 4 | 3 |  |  | |
| 2 | Вейбулл | 8 | - | - | 4 | 4 |  |  | |
| 3 | Вейбулл | 9 | - | - | 5 | 5 |  |  | |
| 4 | Вейбулл | 10 | - | - | 5 | 6 |  |  | |
| 5 | Парето | 7 | 2 | 2 | - | - |  |  | |
| 6 | Парето | 8 | 2 | 2 | - | - |  |  | |
| 7 | Парето | 9 | 3 | 3 | - | - |  |  | |
| 8 | Парето | 10 | 4 | 4 | - | - |  |  | |
| 9 | Парето | 11 | 4 | 4 | - | - |  |  | |
| 10 | Нормальное | 7 | - | - | - | - | 5 | 0,2 | |
| 11 | Нормальное | 7 | - | - | - | - | 5 | 0,1 | |
| 12 | Нормальное | 7 | - | - | - | - | 6 | 0,1 | |
| 13 | Нормальное | 7 |  |  |  |  | 6 | 0,2 | |
| 14 | Вейбулл | 8 |  |  | 4 | 3 |  |  | |
| 15 | Вейбулл | 10 |  |  | 4 | 3 |  |  | |
| 16 | Вейбулл | 9 |  |  | 4 | 3 |  |  | |
| 17 | Вейбулл | 9 |  |  | 4 | 4 |  |  | |
| 18 | Вейбулл | 7 |  |  | 4 | 4 |  |  | |
| 119 | Вейбулл | 10 |  |  | 4 | 4 |  |  | |
| 20 | Парето | 7 | 3 | 3 |  |  |  |  | |
| 21 | Парето | 8 | 3 | 3 |  |  |  |  | |
| 22 | Парето | 10 | 3 | 3 |  |  |  |  | |
| 23 | Парето | 8 | 3 | 2 |  |  |  |  | |
| 24 | Парето | 7 | 3 | 2 |  |  |  |  | |
| 25 | Парето | 9 | 3 | 2 |  |  |  |  | |
| 26 | Парето | 9 | 4 | 3 |  |  |  |  | |

**Хід виконання.**

1. Знайти ймовірність виявлення *Pa(l).*

Для нормального розподілення *Pa(l)= Ф(z).*

Для розподілення Вейбулла *Pa(l)=1 - exp(-(lc /c)α)*

2. Знайти ризик, підставив *k(l)* = 1., 2…, *L*

3. Побудувати графік залежності *ρ* від *k(l)*

4. Знайти *k(l)* для *ρ =* 1 -  *R* = 0,04.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  | *lc - l0 - v* | | | |
| *Z=(lc-l0)/vl0* | 7 – 5 - 0,2 | 7 – 6 - 0,2 | 7 – 6 - 0,1 | 7 – 5 - 0,1 |
| *Z* | 2 | 0,83 | 1,67 | 4 |
| *Ф(z)* | 0,977 | 0,80 | 0,95 | 0,99997 |

Нормальне розподілення **(**фрагмент таблиці**)**

5. Якщо при *k(l)* = 1 *ρ >* 0,04 метод неприйнятний.

**МОДУЛЬ №5**

**Засоби підтримки безпеки**

**Індивідуальна контрольна робота №3**

**Оптимізація конструктивних параметрів елементів, що руйнуються в запобіжних пристроях**

**Умови завдання.** Підібрати оптимальні конструктивні параметри робочої частини суцільного брехшпинделя (діаметр перетину, глибина, радіус і коефіцієнт концентрації напружень проточки або надрізу) і його механічні властивості (межа міцності, границя витривалості, характеристики опору втомі), якщо відомі крутний момент спрацьовування *Мв*, медіанний діючий при штатних умовах крутний момент *М* і його коефіцієнт варіації *vQ*. Привод механізму нереверсивний.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| варіант | *Мв, кН‧м* | *Мв, кН‧м* | *vQ* |
| 1 | 750 | 1750 | 0,2 |
| 2 | 82 | 410 | 0,5 |
| 3 | 850 | 5100 | 0,3 |

**Хід виконання (рекомендований).**

Предохранительные устройства (ПУ) с разрушающимися элементами (РЭ) широко применяются в трасмиссиях действующих стационарных горно – металлургических машин. Существуют более совершенные способы и устройства защиты технологических машин, однако простота, надежность, универсальность, способность рабо тать при высоких нагрузках оставляют ПУ с РЭ возможность быть применяемыми. Кроме того, для ряда машин, например, прокатних станов с большим запасом энергии вращающихся масс, такая защита наиболее эффективна.

Для создания качественной машины конструктор должен избавиться от излишнего консерватизма при принятии решений. Этому способствует обязательное включение в схему машины различных ПУ, «жертвенных» частей, встроенных систем контроля технического состояния, которые сделают эксплуатацию безопасной.

Поскольку применение ПУ механического типа в силовых машинах – один из принципов создания облегченных машин низкой материало – и энергоемкости, можно предполагать, что ПУ с РЭ будут проектироваться и в дальнейшем, как для нового, так и для модернизированного оборудования.

Основной недостаток ПУ с РЭ заключается в том, что последние выходят из строя довольно часто от нагрузок ниже выключающей нагрузки *Qв*, имея низкую усталостную долговечность *n0*. На практике с этим борются путем увеличения размеров РЭ. Оптимальным считается, когда срок службы предохранителя приближается к сроку службы основной детали, но поля допусков их функций распределения долговечностей не пересекаются [29]. В связи с этим производится либо принудительная замена РЭ в плановый ремонт, либо РЭ используется для сигнализации предстоящего отказа защищаемой детали. Не анализируя условий, необходимых для эффективного использования указанных предложений, обращает внимание, что они направлены на повышение надежности РЭ, не вполне учитывая то, что РЭ функционально должен срабатывать от перегрузок. В результате происходит увеличение выключающей нагрузки *Qв* и снижается надежность остального механизма.

Вопрос о выборе нагрузки *Qв*– один из основных при проектировании ПУ. Обычно *Qв* выбирают так, чтобы в защищаемых деталях не проявлялись напряжения выше предела выносливости. Однако при такой настройке РЭ необходимо менять через очень короткий срок (*n0*<105 циклов), а вследствие неточности срабатывания усталостные повреждения все равно будут появляться. Если для РЭ в виде срезных пальцев (СП), их замена каждую смену еще возможна, то для предохранительных шпинделей (ПШ) весом 1–2 т, применение которых обусловлено местом установки вблизи источников возмущений или носителей запасов кинетической энергии, а следовательно, высокими нагрузками, еженедельную замену нельзя считать нормально.

К проектированию РЭ целесообразно подойти с точки зрения оптимального срока эксплуатации, который зависит от стоимости самого устройства и его ремонта и который соответствует минимальной удельной стоимости. Для выполнения таких расчетов необходима обширная информация. Если принять во внимание коэффициенты равнодолговечности, необходимые в изделиях тяжелого и транспортного машиностроения, то за нормативный срок службы машины происходит 3–5 замен выходящих из строя деталей [199]. РЭ относятся к категории быстро теряющих годность деталей. Поэтому до проведения стоимостного анализа будем считать, что РЭ за срок эксплуатации машины должен замениться около 10 раз. Так как долговечность большинства деталей составляет 107-108 циклов нагружений разного уровня, то расчетная долговечность РЭ будет 106 - 107 циклов. Это вполне приемлемо, т. к. многие РЭ не служат такой срок.

Данная идея реализуется посредством оптимизации конструктивных параметров разрушающихся элементов предохранительных устройств. Наиболее близким к данному способу, является способ проектирования разрушающегося элемента, при которых величина *Qв* устанавливается по уровню перегрузок, возникающих в нештатных ситуациях [200]. Недостаток таких способов заключается в непрогнозируемости срока службы разрушающегося элемента или же в неучитывании, при определении срока службы разрушающегося элемента по сопротивлению усталости, действия перегрузок ниже величины *Qв* и выше максимальных нагрузок нормального технологического спектра.

В основу способа поставлена задача – повышение эффективности работы технологических машин, оснащенных предохранительными устройствами, за счет сокращения расхода разрушающихся элементов, снижения материалоемкости и времени на их замену.

Функционально разрушающийся элемент должен разрушаться от перегрузки и длительно не разрушаться от циклического нагружения установившегося технологического спектра. Это будет соблюдено, если период появления перегрузки в числах циклов нагружения  будет меньше, чем долговечность  разрушающегося элемента при нормальном (расчетном) эксплуатационном нагружении. Оптимальной будет конструкция разрушающегося элемента, когда его долговечность по функциональному разрушению будет равняться долговечности по усталостному разрушению . Эта задача решается, если представить процессы нагружения в нештатных ситуациях (перегрузках) и в нормальных условиях эксплуатации двумя различными друг от друга математическими законами, что, собственно, соответствует практике.

Заявленный способ реализуется при помощи построения эксплуатационно-конструкционной диаграммы усталостной и статической долговечности, изображенной на рис. 6.4, следующим образом.

Представив реальное нагружение гауссовским узкополосным стационарным процессом с выбросами, зная его параметры при установившейся технологии – медианное значение нагрузки , её среднеквадратичное отклонение , используя асимптотическое экспоненциальное распределение, можно найти число циклов, через которое появится перегрузка уровня . Это число циклов и представляет собой долговечность , которая из вышесказанного определяется как

, (6.1)

и графически изображена в І квадранте.

*1*

*1'*

*2*

*3*

*4*

*5*

*2'*

*3'*

*4'*

*5'*

**

**

**

**

**

**

**

**

**

**

**

**

**

**

**

**

**

**ІІІ**

**

**

**ІV**

Рис. 6.7 Результаты усталостных испытаний фрагментов горячекатаной (1.2) нормализованной полосы (3,4) в исходном (1,3) состоянии и после длительного хранения (2,4), а также кривые усталости для максимальных () и амплитудных () напряжений цикла при различных асимметриях цикла R.

**ІІ**

Рис. 6.4 Эксплуатационно-конструкционная диаграмма усталостной и

статической долговечности РЭ.

Величина выключающей нагрузки  связана с уровнем перегрузки  посредством коэффициента вариации , что приведено в ІV квадранте.

Определив необходимую величину , установив предельные напряжения, которые выдерживает материал в конструкции с учетом размера и формы разрушающегося элемента, скорости нагружения  ( для деформации сдвига ) , может быть найдена характеристика размера сечения А (для осевого нагружения и среза – это площадь сечения, для изгиба и кручения – это момент сопротивления сечения), график изменения которой приведен в III квадранте.

Характеристика размера сечения А регламентирует действующие в разрушающемся элементе напряжения  и поцикловые повреждения . Имея характеристики сопротивления усталости материала разрушающегося элемента для различных величин коэффициентов концентрации напряжений , при действующих нагрузках могут быть установлены функции усталостной долговечности  от размера сечения А при соответствующем . Такие функции изображены во II квадранте, где итоговая долговечность  измеряется в числах циклов. Для нахождения этих функций необходимо определить параметры перегрузок, которые воспринимает разрушающийся элемент, т.е. нагрузки, заключенные в полосе между максимальными нагрузками нормального, основного режима  и величиной .

Параметры перегрузочной ступени устанавливаются в связи с частостью их появления на основании аппроксимации экспоненциального распределения нормальным законом. Наибольшая частость возможного появления перегрузок, как правило, не превышает значения . Тогда исходя из (6.1), получим минимальный уровень перегрузок . Медианное значение действующих перегрузок, которое не приводит к статическому разрушению разрушающегося элемента будет:

. (6.2)

Имея параметры ступеней процесса нагружения и , а также их относительные длительности (частости)  и , можно по кривым усталости материала для соответствующих коэффициентов концентрации напряжений и асимметрии цикла найти элементарные повреждения  и , где  и  – долговечности при нагрузках  и . Итоговая долговечность по сопротивлению усталости будет:

, (6.3)

где *a* – предельная величина накопленного усталостного повреждения.

Величина *a* корректируется в зависимости от соотношения величин  и . В результате устанавливается зависимость усталостной долговечности  от максимального уровня перегрузок  при соответствующей величине  в качестве параметра, что изображено в I квадранте для . Линия усталостной долговечности значительно круче (т.е. менее чувствительна к действию перегрузок), чем линия статической долговечности . Это связано с тем, что собственно перегрузки вносят номинально незначительные повреждения, а их воздействие ощущается на предельной величине накопленного повреждения *a*.

На основании изображенной эксплуатационно-конструкционной диаграммы усталостной и статической долговечности определяются оптимальные параметры разрушающегося элемента. Алгоритм реализации способа показан стрелками. Изначально устанавливается рациональная долговечность разрушающегося элемента предохранительного устройства равная, затем определяется уровень  (линия 1-2), величина  (линия 2-3) и размер сечения А (линия 3-4). После этого проверяется приемлемость выбранного априорно коэффициента концентрации напряжений в разрушающемся элементе. На пересечении линий 4-5 и  находится усталостная долговечность . Если  (линия 5-1-2), то необходимо перепроектировать разрушающийся элемент. Например, при  усталостная долговечность  и необходимо уменьшить концентратор до величины  при которой =. Целесообразно осуществлять активный метод поиска величины  разрушающегося элемента, который схематично представлен контуром 1'-2'-3'-4'-5'. В этом варианте на пересечении линий 1'-5' и 4'-5' находится требуемый коэффициент . Выбранный ранее коэффициент  не подходит для итоговой долговечности .

**Приклад.**

В главной линии пилигримового стана применяется предохранительный шпиндель (ПШ) диаметром сплошного сечения 350мм и проточкой на нем с ατ=2,38. Спектр нагружения аппроксимирован нормальным распределением моментов с медианным значением *M*=0,75 МН∙м и коэффициентом вариации *vQ*=0,4 (1, рис.6.5) [201]. Из решения упругой задачи при *τв’*=432 МПа, *αу*=1,2 выключающая нагрузка будет *Мв*=4,36 МН∙м, что соответствует уровню перегрузки =12,96. Из этой величины ясно, что функционального значения ПУ не выполняет, т.к. частота появления такого момента чрезвычайно мала. В тоже время число циклов до усталостного разрушения составляло *n0*=(0,8-3,2)∙105  циклов.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| 1  2  2,75  2  1,5  1  0,5  0,2  0,4  0,6  t   |  | | --- | |  | |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |

Рис. 6.5. Спектры нагружения пилигримового (1) и прошивного (2) стана для расчета усталостной долговечности РЭ; t – относительная длительность ступени.

Из рис.6.6 видно, что при таком распределении нагрузок для сплошного сечения ПШ затруднительно получить рациональные параметры. Целесообразно перейти к ПШ трубчатого сечения. Тогда при параметрах =5,6; Мв=2,33 МН∙м; ατ=1,65; q=1,43; αу=1; m=0,1; С=1,7; τв’=432 МПа числа циклов до разрушений будут nст=6,4∙106; n0=3,6∙106. Такое соотношение может быть принято и размеры сечения составят: 425 мм – наружный диаметр и 380 мм – внутренний. Таким образом, ПШ с рациональными параметрами на 35% легче прежнего и более, чем в 10 раз долговечнее, позволяет снизить расходы металла и повысить надежность машин, снизив перегрузки на 87%.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| <1,2  1,4  1,8  3;9;12  2  1;11  4;7  13  8  0,4  0,5  0,3  13  12  10  1  2  5  6  7  8  9  11  5;6  I  6  5   |  | | --- | |  | |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  | 4 |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |
|  | 3 |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |
| |  | | --- | |  | |  |  |  |  |  | | |
|  |  |  |  |

Рис. 6.6 Взаимосвязь числа циклов по статическому (I) и усталостному разрушению РЭ типа ПШ сплошного сечения (1, 3, 7, 9) трубчатого сечения (2, 10, 11, 12 – наружный диаметр, 6 – внутренний диаметр), РЭ типа СП (4, 8, 13) при нормальном и смешанном спектре нагружения (6, 10), выполненных из стали 50 и стали 15 (5, 9).

На прошивном стане эксплуатируются ПШ трубчатого сечения с наружным диаметром 430 мм, внутренним – 374 мм. Надрезы имеют коэффициенты концентрации *ατ*=1,4–снаружи и *ατ*=1,85–изнутри. График нагрузок аппроксимирован ломаными линиями или пятью ступенями (2, рис.6.5). В этом случае для оценки вероятности появления пик– фактора распределение можно представить как композицию двух участков нормального распределения с относительными вероятностями, для которых рассчитываются параметры смешанного распределения. Получены *M*=0,54 МН∙м и *vQ*=0,67. Тогда имеем - *Мв*=2,9 МН∙м; =6,5; *nст*=1,7∙109 циклов, о числах циклов n0 можно судить по рис.6.6 (6 и 10). При =6,5 величина *n0*=7∙106 циклов – для наружного диаметра и *n0*=3∙106 циклов – для внутреннего диаметра. Если снизить величину *Мв* до 1,87 МН∙м, что соответствует =5,17, а также снизить коэффициент на внутренней поверхности до *ατ*=1,6, то будем иметь равенство числа циклов до статического и усталостного разрушения по наружному и внутреннему диаметру на уровне *nст*= *n0*=1,8∙106 циклов. Размеры сечения составят: 364 мм – наружный диаметр, 316 мм – внутренний. Новый вариант ПШ в 1,23 раза легче, но в 1,67 раза менее долговечен, что приведет к перерасходу РЭ на 35%, однако повысит надежность основных деталей, снизив перегрузки на 55%. В принципе, варьированием параметров РЭ можно добиться рационального сочетания *n0* и *nст* и на другом уровне долговечности.

