

УДК 621.004.64

**ОЦІНКА РІВНЯ НАДІЙНОСТІ ТА БЕЗПЕКИ
МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ ПОРТОВОГО УСТАТКУВАННЯ****В.М. Олійник¹, Є.В. Савчук²**

Зроблено аналіз стану деталей механічних систем, що працюють при циклічних навантаженнях. Запропоновані математичні моделі, які дозволяють прогнозувати довго тривалість деталей зниженої маси на стадії проектування.

***Ключові слова:** опір втоми, обмежена втома, довго тривалість, поріг втоми.*

Прогнозування рівня безпеки механічних конструкцій потребує кількісної оцінки витривалості їх елементів згідно з сучасними поглядами на вимоги надійності та безвідмовності. Жорсткі умови сьогодення щодо енергонасиченості та маси деталей підштовхують розвиток індивідуальних підходів проектування згідно з конкретними умовами експлуатації [1].

Мета дослідження – оцінити в стохастичному аспекті довго тривалість деталей зниженої маси, які формують сучасні механічні системи.

Фактори, що визначають опір втоми – структура матеріалу (фактори першої групи), конструкція деталей, тобто характер концентраторів напруги (фактори другої групи), напружений стан і асиметрія циклу, режим навантаження і температура, корозія і фретінг – корозія (фактори третьої групи) [1] віддзеркалюються математичним моделюванням вірогідного оцінювання рівня циклічної міцності, опору втоми, довготривалості [2].

Наявність пікових перевантажень портового устаткування, які притаманні цим системам згідно з їх призначенням вимушує погодитися і з наявністю дефектів втоми, особливо несучих конструкцій. Розвиток дефектів втоми (тріщин втоми) йде дискретно «стрибками».

Це особливо небезпечно і потребує своєчасного втручання в процес експлуатації таких об'єктів [3]. Своєчасне втручання згідно з існуючими принципами (з оглядом на економічні умови) вимушує ремонтувати несучі конструкції підйомно-транспортних систем, виключати можливі наявні дефекти (рис. 1).

¹ © Олійник В.М., к.т.н., доцент кафедри «БЖДЕХ», Одеський національний морський університет

² © Савчук Є.В., старший викладач кафедри «БЖДЕХ», Одеський національний морський університет

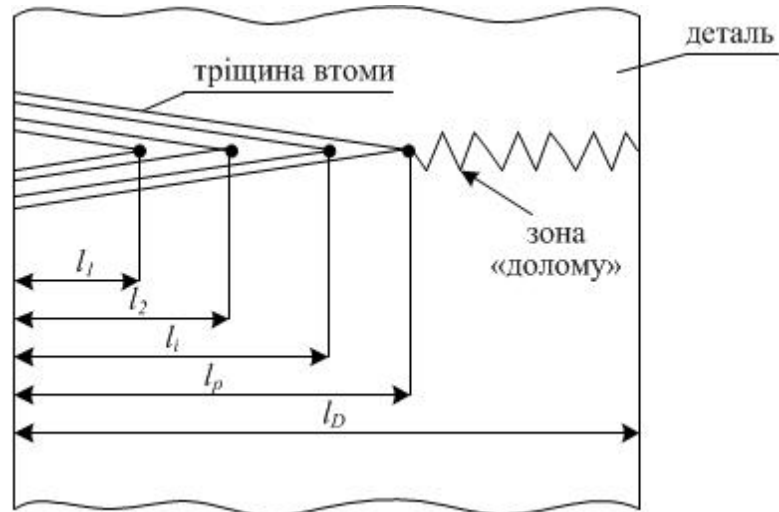


Рис. 1. Розвиток тріщини втоми:
 l_1 – магістральна довжина тріщини втоми; l_p – руйнуюча довжина;
 l_D – геометричний параметр деталі

При досягненні руйнуючої довжини, спостерігається катастрофічна миттєва руйнація об'єкта. Тріщина має дискретний розвиток. Досягаючи довжини l_i вона «стоїть», вичерпуючи зону пластичності перед нею. Коли зона пластичності із-за циклічних навантажень охрупчується, настає час нового «стрижку», який може бути і останнім (тобто руйнівним) для даної деталі. Контроль несучих елементів портових кранів та транспортерів виявляє і дає вказівки заварювати тріщини втоми на них. Масштабність кранових стріл дозволяє тільки зі значною долею припущення прогнозувати їх довго тривалість теоретично. Але виявлення емпіричним шляхом дефектів і їх знищення дає можливість значно продовжити строк експлуатації. Тут здійснюється по суті справа, знищення слабких ланок конструкції.

Що стосується менш масштабних деталей, тобто: елементів механічних конструкцій, які трансформують обертальний момент – зубчасті колеса, вали, тощо можна застосувати моделі зв'язку кордону витривалості і довготривалості даного об'єкта для різних рівнів напруги. Маючи надійні функції зв'язку конструктивної міцності й числом циклів навантаження до втрати працездатності того чи іншого рівня, можна конкретно прогнозувати картину надійності деталі в цілому [2].

Сучасні вимоги потребують вивчення поведінки деталі в зоні обмеженої втоми зона I рис. 2. Термін експлуатації деталі оцінюється таким чином, в вірогідному аспекті до руйнації, бо сучасна деталь не може бути матеріально насичена і повинна працювати чітко означений термін.

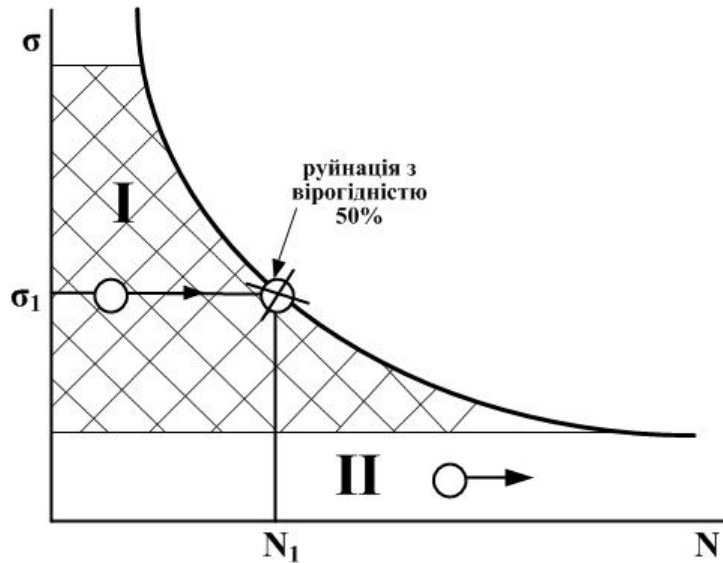


Рис. 2. Крива втоми за рівнянням Валера (вірогідність руйнації 50%)
 I – зона обмеженої втоми; II – зона довготривалої втоми; N – число циклів змінного навантаження; σ – напруга

Традиційний запас міцності, ясна річ, необґрунтовано підвищував масу машини. Зараз вже не можливо так щедро витратити матеріал і для конструювання сучасних механічних систем треба використовувати і сучасні методики розрахунків згідно зі стохастичними моделями, одну з яких ми пропонуємо в даній роботі.

Оскільки надійність, рівень безпеки тощо, є випадкові величини, оцінити детерміновано строк руйнації того чи іншого елемента системи практично неможливо. Тому і склалася традиція завишати масу виробу, щоб він міг служити необмежено довго. Але зараз необмежений строк служби нікому не потрібен, бо за 10-12 років настає моральне старіння, і подальша експлуатація приводить до значних збитків. Нові вироби при менших затратах, наприклад, електроенергії реалізують більш високі експлуатаційні параметри [4].

Задача проектування механічних систем на сучасному етапі розвитку техносфери може бути сформульована таким чином – треба створювати системи, які б працювали безвідмовно, в статистичному сенсі, указаний необхідний (зрівняно невеликий) термін і знімалися б з експлуатації, поступаючи новим більш досконалим. Це само по собі іманентно викликає необхідність проектування системи зі значно пониженою, зрівняно з традиційними, масою.

Тому одним найбільш важливим напрямком розвитку тенденції зниження маси елементів механічних систем є вивчення поведінки деталей

під впливом змінних напруг. Змінні напруги, а практично всі елементи техносфери працюють в такому режимі варійованих зусиль, формують характерну картину опору втоми. Навіть на перший погляд статичні конструкції такі, наприклад, як будівельні, відчувають характерні зміни в часі навантаження. Коли ж мова йде про транспорт, підйомні механізми, технологічне устаткування, тут проблема опору втоми стає домінуючою.

Таким чином, прогноз довготривалості, безаварійності, безпеки в цілому елементів техносфери базується на вивченні поведінки деталі в полі змінних напруг. Спектр навантаження при всій своїй різноманітності має таку особливість, що короткий час навантаження велике, а вирішувати часу мало – так звані «пікові режими».

Маючи математичні залежності можна для будь-якого рівня напруги встановити довготривалість. Базуючись на розроблених раніше авторами закономірностях, які пов'язують довготривалу та обмежену втоми, дана праця пропонує математичні моделі для оцінки довготривалості деталей мінімізованої маси [3].

$$\lg N = C - m \cdot \lg \sigma, \quad (1)$$

$$m = \alpha \cdot \sigma_R + \beta, \quad (2)$$

$$C = \alpha_1 \cdot (m + 1) \cdot \sigma_R + \beta_1, \quad (3)$$

$$\lg N = \alpha_1 \cdot (\alpha \cdot \sigma_R + \beta + 1) \cdot \sigma_R + \beta_1 - (\alpha \cdot \sigma_R + \beta) \cdot \lg \sigma, \quad (4)$$

$$\lg N_P =$$

$$= [\alpha_1 \cdot (\alpha \cdot \sigma_R + \beta + 1) \cdot \sigma_R + \beta_1 - (\alpha \cdot \sigma_R + \beta) \cdot \lg \sigma_i] \cdot U_P \cdot S_N, \quad (5)$$

де σ_R – поріг втоми;

N і σ – поточні довготривалість та напруга;

m і C – параметри, які функціонально пов'язані з σ_R ;

$\alpha, \alpha_1, \beta, \beta_1$ – параметри кореляційного зв'язку $m = f(\sigma_R)$ та

$$C = F(\sigma_R);$$

N_P – довготривалість для необхідної ймовірності;

σ_i – поточна напруга для необхідної ймовірності;

U_P – квантіль нормального розподілу (прийнята модель Гауса);

S_N – дисперсія розподілу N .

Таким чином зв'язки параметрів середньоїмовірнісної кривої втоми з порогом втоми (2) і (3), дають змогу оцінити, базуючись на рівнянні Велера (1), довготривалість середньо вірогідну (4) і для будь-якого рівняння ймовірності (5).

Оцінка рівняння пошкоджень може бути проведена за допомогою методики Локаті при поступовому навантаженні (6), та запропонованим нами методом при плавному завантаженні (7). Це стосується нестационарних режимів праці.

$$\sum_{i=1}^n \frac{n_i}{10^{(C-m \lg \sigma)}} - 1 = 0, \quad (6)$$

$$\int_0^n \left[\frac{n_i}{10^{(C-m \lg \sigma)}} - 1 \right] dn, \quad (7)$$

де n_i – число рівнів навантаження.

Розробка розрахункових моделей довготривалості в зоні обмеженої втоми призвело до винаходу нових методів експериментального тестування основних параметрів втоми обмеженої кількості об'єктів.

Сучасні математичні моделі оцінки рівня надійності елементів механічних систем оперують визначеним рівнем ймовірності руйнації. Згідно з залежністю (5) і кількісним значенням параметрів [2] для деталей з конструкційних сталей, які складають 90 % елементів механічних систем портового обладнання, можна оцінити цей рівень ймовірності руйнації.

Шляхом кореляційного аналізу значного масиву даних [3] встановлено тісний стохастичний зв'язок між рівнем порогу втоми δ_R і поточними значеннями напруги δ і довготривалості N . Сучасні вимоги до механічних систем оперують низьким рівнем ймовірності руйнації. Рекомендовані значення параметрів (5) для оцінки таких рівнів

$$\alpha_1 = 0,997; \beta_1 = 4; \alpha = 0,27; \beta = 1,4.$$

Таким чином, використовуючи індивідуальні залежності характеристик міцності від порогу втоми для окремих груп деталей, зубчастих коліс, валів, тощо можна більш диференційовано, ніж раніше, оцінювати їх рівень для необхідних ймовірностей руйнування і не закладати «запас міцності» при проектуванні в необґрунтованих розмірах. Це ще, між іншим, дає змогу «обійти» так званий масштабний ефект – падіння рівня міцності при нарощуванні розмірів деталей. Так, вал діаметром 50 мм зі сталі 40Х має $\delta_R=550$ МПа, а вал з того ж матеріалу, але діаметром 100 мм має $\delta_R=400$ МПа. З точки зору безпеки життєдіяльності надійні легкі елементи конструкції, вочевидь, більш прийнятні.

Як приклад можна розглянути надійності валу трансмісії механізму зміни вильоту стрілового крана. Вал, що зроблений зі сталі 45 з термічною обробкою, діаметром 180 мм працює при симетричному циклі зміни навантажень частотою 60 min^{-1} . Навантаження складають вісім годин на добу за алгоритмом праці. Середнє значення навантажень $\delta = 200 \text{ МПа}$. Кордон витривалості $\delta_R = 190 \text{ МПа}$. Згідно з (5) оцінюємо термін роботи до руйнації, скажімо, для ймовірності $N_p = 0,01\%$. Отримуємо результат $N_{0,01} = 8,5 \cdot 10^7$ циклів, тобто термін праці до руйнування з $P = 0,01 \%$ складає ~ 10 років.

Висновок – пропонується якісно багато в чому новий підхід, що до оцінки довготривалості деталей механічних систем зниженої маси, який дозволяє більш ретельно проводити проектування елементів механічних систем на сучасному рівні з урахуванням вимог безпеки життєдіяльності.

Висновки

1. Пропонується якісно новий підхід щодо оцінки довго тривалості деталей механічних систем зниженої маси.
2. Вказано конкретні рекомендації для більш ретельного, ніж зараз, проектування механічних систем.
3. Розглянуто сучасні методи дослідження дефектів втомних деталей з урахуванням вимог безпеки життєдіяльності.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Трощено В.Т. Сопротивление материалов деформированию и разрушению. – К.: Наукова думка, 1994. – 702 с.
2. Олійник В.М. Побудова індивідуальних кривих втоми сталевих деталей // Проблеми техніки: Науково-виробничий журнал. – Одеса: ДиолПринт, 2002. – № 3. – С. 69-73.
3. Олійник В.М. Визначення індивідуальної кривої втоми деталі в екстремальних викладках // Проблеми техніки: Науково-виробничий журнал. – Одеса: ДиолПринт, 2004. – № 5. – С.72-76.
4. Олійник В.М., Савчук Є.В. Головні чинники формування прогнозованого рівня безпеки транспортних мереж // Матеріали Восьмої Міжнародної науково-методичної конференції «Безпека життєдіяльності людини – освіта, наука, практика», 21-22 травня 2009 р., м. Одеса. – Одеса, 2009. – С. 74-76.

Рукопись поступила в редакцию 28.04.2013 г.