

**Р. Дейнега; В. Артим, канд. техн. наук;
Р. Рачкевич, канд. техн. наук; В. Гриців**

Івано-Франківський національний університет нафти і газу

УРАХУВАННЯ КОРОЗІЙНОГО ЧИННИКА ПРИ РОЗРАХУНКУ ДОВГОВІЧНОСТІ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

***Резюме.** Запропоновано і обґрунтовано чотирипараметричне рівняння кривої корозійної втоми для оцінювання довговічності деталей машин в експлуатаційних умовах. Розроблено і апробовано методику оцінювання параметрів кривої корозійної втоми за результатами експериментальних досліджень. Аналіз проведених експериментальних досліджень з допомогою удосконаленої методики прогнозування залишкового ресурсу деталей та обладнання у типових умовах експлуатації дозволив визначити параметри кінетичних кривих корозійної втоми насосних штанг.*

***Ключові слова:** низькоамплітудне навантаження, корозійна втома, довговічність, насосна штанга.*

R. Deynega, V. Artym, R. Rachkevych, V. Grytsiv

FACTORS INCLUDING CORROSION WHEN CALCULATING THE DURABILITY OF MACHINE ELEMENTS

***The summary.** The four-parametric equation of a corrosion fatigue curve for details of machine durability estimation in operating conditions is offered and justified. The method of corrosion fatigue curve parameters estimation by results of experimental researches is designed and approved. Analysis of experimental studies using improved methods of prediction of residual life of parts and equipment in typical operating conditions used to calculate the parameters of kinetic curves of corrosion fatigue rod.*

***Key words:** corrosion fatigue, low amplitude offloading, longevity, pump rod.*

Стан проблеми

Забезпечення надійної роботи елементів конструкцій та деталей машин – складне й багатопланове завдання, яке сповна стосується оцінювання довговічності та залишкового ресурсу. Його можна вирішити, тільки поєднавши зусилля на окремих етапах: від стадії проектування, де закладається надійність, через стадію виготовлення, де вона забезпечується технологічно, до стадії експлуатації, де надійність має реалізуватися. Слід враховувати механізми руйнування матеріалів, які можуть проявитися під час експлуатації, передусім – втомні процеси, часто поєднані з корозією. Однак, незважаючи на величезну кількість теоретичних і експериментальних досліджень, які проводили й проводять в усіх розвинутих країнах, та значний прогрес у розумінні процесів руйнування, аварії, пов'язані з корозійною втомою, усе ще звичайне явище. Статистичні дані засвідчують, що більше 90% усіх руйнувань інженерних конструкцій, що трапляються у світі, є безпосереднім наслідком втомних процесів. Тому проблема прогнозування довговічності та залишкового ресурсу деталей в умовах корозійної втоми надзвичайно актуальна, особливо для відповідальних деталей та елементів конструкцій, руйнування яких може призвести до важких аварій.

Мета роботи – дослідити рівняння кривої корозійної втоми для оцінювання довговічності деталей машин при експлуатації. Розробити і випробувати методику оцінювання параметрів кривої корозійної втоми за результатами експериментальних досліджень.

Теоретичні дослідження. потужним методологічним засобом вирішення цієї проблеми є використання імовірнісних кривих втоми з урахуванням закономірностей кінетики накопичення корозійно-втомного пошкодження [1-3].

При регулярному навантаженні, коли параметри циклу не змінюються у часі, ймовірнісну діаграму втоми у вигляді кривих рівної імовірності неруйнування можна відтворити за допомогою трипараметричного рівняння кривої втоми Є.К. Почтенного [1]

$$N = \frac{Q}{\sigma} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma - \bar{\sigma}_{rR}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \quad (1)$$

та функцій нормального розподілу значень границі витривалості

$$\bar{\sigma}_{rR} = \bar{\sigma}_{r\min} - tS_{r\max} (t \geq 0), \quad (2)$$

де N – кількість циклів до руйнування деталей;

σ – максимальне напруження циклу регулярного навантаження з постійним значенням коефіцієнта асиметрії $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma}$;

$Q = N_0 \cdot \bar{\sigma}_{rR}$ – коефіцієнт витривалості;

N_0 – параметр, який характеризує кількість циклів до точки нижнього перегину кривої втоми;

V_0 – параметр із розмірністю напруження;

$\bar{\sigma}_{r\min}$ – нижня межа довірчого інтервалу для середнього значення границі витривалості за регулярного навантаження з коефіцієнтом асиметрії r ;

$S_{r\max}$ – верхня межа довірчого інтервалу для квадратичного відхилення значень границі витривалості;

$\bar{\sigma}_{rR}$ – частинне значення границі витривалості, що відповідає імовірності неруйнування R ;

t – квантиль нормального розподілу.

Суттєвою перевагою рівняння (1) є те, що з його допомогою можна досить легко враховувати кінетику втомного пошкодження і оцінювати параметри кінетичних кривих втоми [1, 4], які служать потужним засобом визначення залишкового ресурсу відповідальних деталей та елементів конструкцій.

Але при використанні рівнянь (1, 2) для оцінювання довговічності та залишкового ресурсу в умовах корозійної втоми ми зіткнемося зі значними труднощами. Крива втоми у формі (1) має нижню гілку, яка асимптотично наближається до границі витривалості. Експериментальні ж дослідження в умовах корозійної втоми засвідчують, що в такому випадку крива не має горизонтальної нижньої гілки.

Якщо експлуатаційні навантаження характеризуються спектром з великою кількістю амплітуд напружень, суттєво вищих за границю витривалості, то при оцінюванні довговічності та залишкового ресурсу можна знехтувати впливом пошкоджень від низьких амплітуд, тобто формою нижньої вітки кривої втоми при урахуванні кінетики зниження границі витривалості в рівнянні (1).

Але таке навантаження є характерним при експлуатації далеко не всіх відповідальних деталей та елементів конструкцій. Наприклад, наші дослідження навантаженості колони насосних штанг [4] засвідчили, що максимальним напруженням є 41,7 МПа. Розподіл характеризується великою кількістю напружень низького рівня. Так, у блоці – 93% напружень, менших 20 МПа.

Дослідження [4], які ми провели, показали, що медіанна границя корозійної витривалості нових НШ з діаметром 19 мм $\sigma_{-1}=101$ МПа. Таким чином, рівень експлуатаційних напружень значно нижчий σ_{-1} , що мало б свідчити про високу довговічність НШ в умовах корозійної втоми. Але на практиці ми спостерігаємо суттєву аварійність роботи колони насосних штанг – через її корозійно-втомне руйнування. При цьому типовий розподіл кількості корозійно-втомних руйнувань КНШ залежно від часу експлуатації має такий характерний вигляд: у перші 2-3 роки експлуатації спостерігаємо зростання кількості аварій, потім їхнє зниження, стабілізація і поступове збільшення – до повного вичерпання ресурсу. Якщо перший пік аварійності можна пояснити металургійними й технологічними недоліками, то другий пік аварійності, що настає після 8-10 років експлуатації, пояснюється незворотним процесом поступового накопичення корозійно-втомного пошкодження НШ, який зумовлює зменшення високого початкового значення границі витривалості до рівня експлуатаційної навантаженості.

Таким чином, для деталей з низьким рівнем навантаженості при початковому накопиченні пошкодження велику роль відіграє корозійний чинник, тобто існує необхідність урахування нижньої гілки кривої корозійної втоми. Для оцінювання її параметрів потрібно проводити тривалі експериментальні дослідження на великих базах. При цьому ми натрапимо на значні труднощі не тільки при проведенні експерименту, а й методичні. Так, наприклад, дискусійним і не вивченим є питання переведення результатів таких досліджень на зразках при вимушено форсованих режимах до реальних умов роботи деталі.

Тому мета цієї роботи – урахувати корозійний чинник при оцінюванні довговічності та залишкового ресурсу деталей машин з допомогою кінетичних кривих втоми.

На нашу думку, для оцінювання параметрів нижньої гілки кривої корозійної втоми доцільно використовувати результати експериментальних досліджень у багатоцикловій області. Для цього пропонуємо використати рівняння (1) для верхньої гілки кривої корозійної втоми в комбінації з рівнянням

$$N_{cor} = \frac{Q_{cor}}{\sigma} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma}{V_{cor}} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \quad (3)$$

де Q_{cor} , V_{cor} – параметри нижньої гілки кривої корозійної втоми.

Аналіз численних результатів експериментальних досліджень на корозійну втому [5] показав, що при використанні рівнянь (1, 3) треба враховувати ступінь впливу корозійного середовища на корозійно-втомну витривалість деталей при низьких напруженнях, тобто узгоджувати експериментальні результати і кут нахилу нижньої гілки кривої корозійної втоми. Для такого узгодження необхідно використання одного незалежного параметра. Тому пропонуємо чотирипараметричне рівняння кривої корозійної втоми з гілками (1), (3) та їх узгодженням за системою рівнянь

$$\begin{cases} \sigma = \sigma_r + k \\ N(\sigma) = N_{cor}(\sigma) , \\ N'(\sigma) = N'_{cor}(\sigma) \end{cases}, \quad (4)$$

де k – коефіцієнт інтенсивності впливу корозійного чинника при низьких напруженнях, МПа.

Розв'язок рівняння зображено графічно на рис. 1.

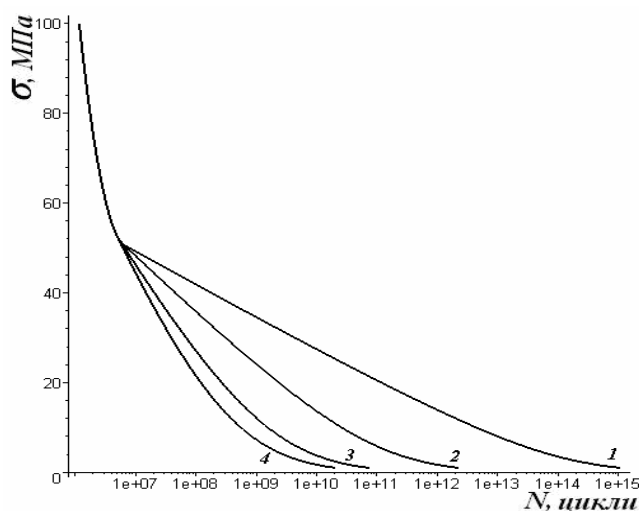


Рис. 1. Крива корозійної втоми:

1 – $k=0,5$ МПа; 2 – $k=1$ МПа; 3 – $k=2$ МПа; 4 – $k=3$ МПа

Як бачимо, за допомогою параметра k можна змінювати кут нахилу нижньої гілки кривої корозійної втоми. Таким чином, рівняння (3) і (4) дозволяють описувати нижню гілку кривої корозійної втоми з достатньою гнучкістю, враховуючи ступінь впливу корозійного чинника. Коефіцієнт інтенсивності впливу корозійного чинника при низьких напруженнях визначаємо за результатами експериментальних досліджень.

Для застосування рівнянь (1), (3) і (4) при розрахунках довговічності та залишкового ресурсу деталей виникає завдання визначити параметри кінетичних кривих корозійної втоми із нижньою гілкою у вигляді (3) за результатами експериментальних досліджень на корозійну втому зразків з визначеним корозійно-втомним пошкодженням.

Ми розробили алгоритм, за яким на етапі визначення усереднених параметрів кривої втоми відбувається послідовний перебір усіх параметрів у наперед встановлених межах з визначеним кроком. Сумарні середньоквадратичні відхилення експериментальних і розрахункових границь витривалості для кожного з варіантів заносимо у пам'ять. Після усіх розрахунків визначаємо параметри, при яких сумарне середньоквадратичне відхилення мінімальне. Крок зміни параметрів встановлюємо на рівні достатньої точності. При необхідності уточнення параметрів можна провести другий етап розрахунків з меншим кроком зміни параметрів, але з визначеними на першому етапі їхніми межами.

Після визначення параметрів усередненої кривої втоми з двома гілками визначаємо параметри кінетичних кривих втоми за вищенаведеним алгоритмом, але змінними залишаються тільки кінетична границя витривалості та коефіцієнт інтенсивності впливу корозійного чинника при низьких напруженнях.

Згідно з алгоритмом розроблено програму побудови кінетичних кривих корозійної втоми за результатами експериментальних досліджень.

Результати досліджень. Побудову кінетичних кривих корозійної втоми насосних штанг згідно із запропонованим чотирипараметричним рівнянням проведено за результатами експериментальних досліджень, наведених у [3].

Генеральну вибірку експериментальних даних зображено на рис. 2. У результаті опрацювання за допомогою розробленої програми отримали такі параметри усередненої кривої втоми (рис. 2):

$$Q_c = 6,1 \cdot 10^7 \text{ МПа}; \quad \sigma_{-1c} = 61 \text{ МПа}; \quad V_{0c} = 450 \text{ МПа}; \quad N_{0c} = \frac{Q_c}{\sigma_{-1c}} \cdot 1 \cdot 10^6 \text{ циклів};$$

$k = 2 \text{ МПа}$.

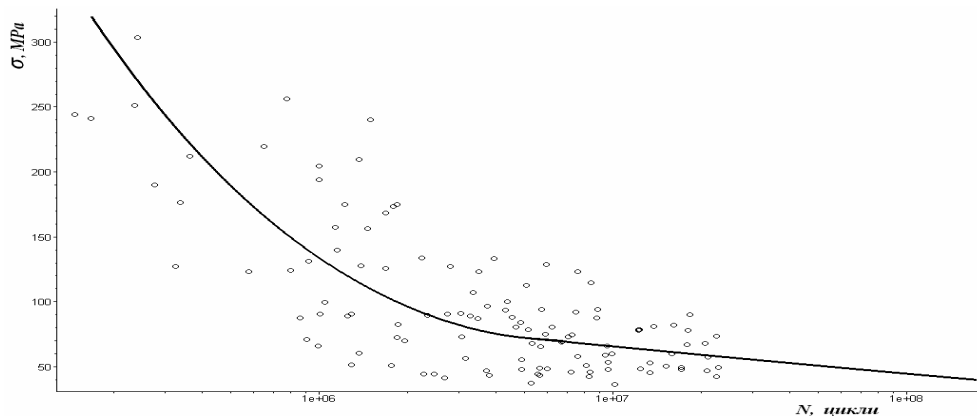


Рис. 2. Результати випробувань та усереднена крива втоми

Наступний етап опрацювання – визначення параметрів кінетичних кривих насосних штанг. Результати розрахунку за наведеною методикою – у таблиці 1. Медіанні кінетичні криві зображено на рис. 3.

Таблиця 1 - Параметри кінетичних кривих корозійної втоми насосних штанг

Термін експлуатації К, роки	Q , МПа	σ_{-1} , МПа	V_0 , МПа	N_0 , цикли	Q_{cor} , МПа	k , МПа	V_{cor} , МПа
К=0 (нові штанги)	$8,21 \cdot 10^7$	82,1	450	$1 \cdot 10^6$	$9,2 \cdot 10^{11}$	2	11
К=4	$7,04 \cdot 10^7$	70,4			$2,64 \cdot 10^{11}$		
К=8	$5,47 \cdot 10^7$	54,7			$4,74 \cdot 10^{10}$		

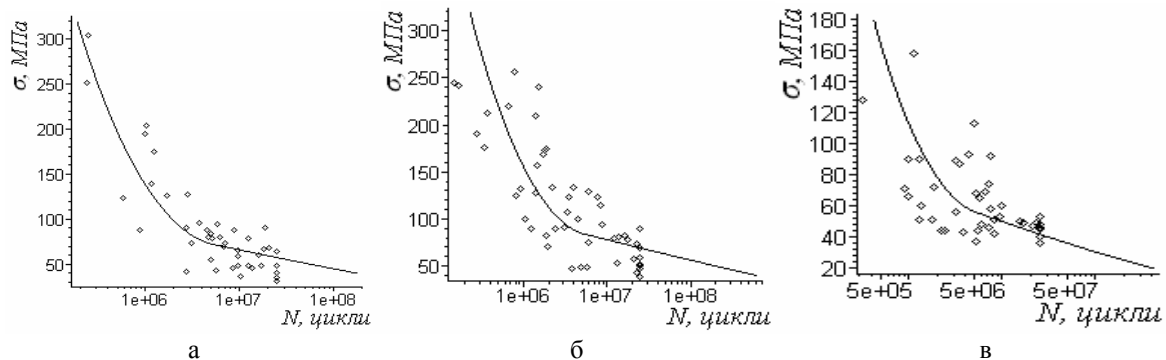


Рис. 3. Кінетичні криві втоми насосних штанг:

а – нові штанги; б – після 4 років експлуатації; в – після 8 років експлуатації

Завершальний етап опрацювання експериментальних даних – оцінювання залишкового ресурсу насосних штанг після 8 років експлуатації у типових умовах. Для цього потрібно знати еквівалентне напруження σ_{ekv} , тобто напруження, яке при однаковій кількості циклів здійснює такий пошкоджувальний вплив, як і напруження у

реальних умовах експлуатації, та відповідну еквівалентну кількість циклів напружень насосних штанг за рік експлуатації ΔN .

Але при експлуатації насосних штанг визначити ΔN складно. Передусім через випадковий характер навантажування, зміни режимів експлуатації та інші випадкові чинники. Крім того, у випадку складного багаточастотного навантажування, характерного для насосних штанг, зробити висновок про еквівалентну кількість циклів напружень неможливо без значних гіпотетичних спрощень при схематизації процесу. Тому ми розробили новий метод визначення ΔN за допомогою кінетичних кривих втоми [2].

В основі методу – твердження, що за достатньо великих термінів експлуатації насосних штанг у стабільних умовах можна вважати еквівалентну кількість циклів напружень за однаковий термін експлуатації ΔN величиною незмінною. Тоді можна записати систему рівнянь у вигляді

$$\begin{cases} \Delta N(4-0) = \frac{Q_0}{\sigma_{ekv}} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_{ekv} - \bar{\sigma}_{R0}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} - \frac{Q_4}{\sigma_{ekv}} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_{ekv} - \bar{\sigma}_{R4}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \\ \Delta N(8-0) = \frac{Q_0}{\sigma_{ekv}} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_{ekv} - \bar{\sigma}_{R0}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} - \frac{Q_8}{\sigma_{ekv}} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_{ekv} - \bar{\sigma}_{R8}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \end{cases}, (5)$$

розв'язком якої і будуть шукані величини ΔN і $\sigma_{\bar{\sigma}\bar{\sigma}}$. Розв'язок даної системи нелінійних рівнянь – $\Delta N=124000$ цикли і $\sigma_{\bar{\sigma}\bar{\sigma}}=111,3$ МПа. Тепер, маючи усі необхідні параметри, можна визначити залишковий ресурс насосних штанг Δp у роках за рівнянням

$$\Delta p = \frac{Q_8}{\Delta N \cdot \sigma_{ekv}} \ln \left(1 + \left(\exp \left(\frac{\sigma_{ekv} - \sigma_{R8}}{V_0} \right) - 1 \right)^{-1} \right). (6)$$

Для медіанної імовірності неруйнування отримаємо залишковий ресурс $\Delta p=8,5$ років.

Висновки. Аналіз проведених експериментальних досліджень з допомогою удосконаленої методики прогнозування залишкового ресурсу деталей та обладнання у типових умовах експлуатації дозволив визначити параметри кінетичних кривих корозійної втоми насосних штанг. На основі даних параметрів оцінено залишковий ресурс штанг після визначеного терміну експлуатації.

Аналіз результатів показує тенденцію зменшення розкиду значень довговічності зі збільшенням терміну експлуатації. На нашу думку, це пояснюється тим, що у початковий період роботи (період припрацювання) було відбраковано і знято з експлуатації усі штанги з високим початковим ступенем пошкодження. Свою роль відіграє і складність експлуатаційного навантажування насосних штанг, яке є випадковим багаточастотним процесом з великим розкидом значень амплітуд та асиметрії. Як відомо, такий складний характер навантажування та вплив корозійного чинника з часом призводить до згладжування закономірно високого розкиду довговічності деталей, тобто, в нашому випадку, до зменшення середньоквадратичного відхилення границі витривалості насосних штанг.

Аналіз результатів свідчить про можливість використання запропонованого чотирипараметричного рівняння для описування кривих корозійної втоми, в тому числі кінетичних, в імовірнісному трактуванні. Так, рівень середньоквадратичного відхилення від експериментальних результатів значно знизився порівняно з опрацюванням за рівнянням (1), наведеним у [3]. Слід звернути увагу на експериментально доведену стабільність показника k для кінетичних кривих корозійної

втоми насосних штанг. Крім того, цікаво з'ясувати можливість поширення даної закономірності – як теоретично, так і практично – на кінетику корозійно-втомного руйнування інших відповідальних деталей машин.

Наступні ж дослідження будуть спрямовані на розроблення методик оцінювання довговічності та залишкового ресурсу відповідальних деталей машин за допомогою запропонованого рівняння.

Література

1. Почтенный Е.К. Кинетика усталости машиностроительных конструкций / Почтенный Е.К. – Мн.: УП «Арти-Фекс», 2002. – 186 с.
2. Івасів В.М. Удосконалена методика прогнозування залишкового ресурсу деталей в типових умовах експлуатації / В.М. Івасів, В.І. Артım, П.В. Пушкар // Тези доповідей 7-го Міжнародного симпозиуму українських інженерів-механіків (МСУІМЛ-7). – Львів. – 2005. – С. 73.
3. Визначення залишкового ресурсу насосних штанг в типових умовах експлуатації / В.І. Артım, В.М. Івасів, Я.Т. Федорович [та ін.] // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2005. – № 2. – С. 79 – 82.
4. Оцінка експлуатаційної навантаженості та її вплив на довговічність насосних штанг / В.І. Артım, В.М. Івасів, В.Р.Харун [та ін.] – Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2005. – № 4. – С. 77 – 81.
5. Похмурский В.И. Коррозионно-усталостная прочность сталей и методы ее повышения / Похмурский В.И. – К.: Наукова думка. – 1974. – 188 с.

Одержано 26.10.2009 р