

## ОЦІНКА ДОВГОВІЧНОСТІ КОЛОНИ НАСОСНИХ ШТАНГ В УМОВАХ КОРОЗІЙНОЇ ВТОМИ З УРАХУВАННЯМ НИЗЬКОАМПЛІТУДНИХ НАПРУЖЕНЬ

В.І.Артим

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42002  
e-mail: viarty@rambler.ru

*Робота присвячена оцінці довговічності колони насосних штанг в умовах корозійної втоми за результатами аналізу експлуатаційного навантажування колони. Для аналізу використано раніше проведені експериментальні дослідження насосних штанг на корозійну втому. Розроблено методику оцінки довговічності насосних штанг з урахуванням низькоамплітудних напружень та закономірностей накопичення корозійно-втомного пошкодження.*

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

*Робота посвячена оцінці довговічності колони насосных штанг в условиях коррозионной усталости на основе анализа эксплуатационной нагрузки колонны. Для анализа используются ранее проведенные экспериментальные исследования насосных штанг на коррозионную усталость. Разработана методика оценки долговечности колонны насосных штанг с учетом низкоамплитудной нагрузки и закономерностей накопления коррозионно-усталостного повреждения.*

Ключевые слова: насосная штанга, коррозионная усталость, низкоамплитудная нагрузка, долговечность

*The paper is dedicated to an assessment of rod string corrosion fatigue longevity on the string operating load analysis. For the analysis earlier held experimental researches of pump rods on a corrosion fatigue are used. It is designed the procedure of a rod string longevity assessment taking into account low amplitude offloading and regularity of a corrosion-fatigue fault up building.*

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

Проблема прогнозування довговічності та залишкового ресурсу деталей в умовах корозійної втоми є актуальною, особливо для відповідальних деталей та елементів конструкцій, руйнування яких може призвести до важких аварій.

Потужним методологічним засобом вирішення цієї проблеми є використання імовірнісних кривих втоми з урахуванням закономірностей кінетики накопичення корозійно-втомного пошкодження [1, 2].

За регулярного навантаження, коли параметри циклу не змінюються в часі, імовірнісна діаграма втоми у вигляді кривих рівної ймовірності неруйнування може бути відтворена 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

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

де:  $N$  – кількість циклів до руйнування деталей;

$\sigma$  – 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 з 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 ймовірності неруйнування  $R$ ;

$t$  – квантиль нормального розподілу.

Суттєвою перевагою рівняння (1) є те, що з його допомогою можна досить легко врахувати кінетику втомного пошкодження і оцінювати імовірнісні параметри кінетичних кривих втоми [1, 3], які слугують для визначення залишкового ресурсу відповідальних деталей та елементів конструкцій.

Але за використання рівнянь (1, 2) для оцінки довговічності та залишкового ресурсу в умовах корозійної втоми ми зустрінемося зі значними труднощами. Крива втоми у формі (1) має нижню гілку, яка асимптотично наближається до границі витривалості. Експериментальні ж дослідження в умовах корозійної втоми свідчать, 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 під час оцінки довговічності та залишкового ресурсу можна знехтувати впливом пошкоджень від низьких амплітуд, тобто формою нижньої гілки кривої втоми при урахуванні кінетики зниження границі витривалості в рівнянні (1).

Але таке навантаження не є характерним в ході експлуатації багатьох відповідальних деталей та елементів конструкцій. Наприклад, наші дослідження навантаженості колони насосних штанг [3] свідчать, що максимальна приведена до симетричного циклу амплітуда напруження дорівнює 41,7 МПа. Розподіл характеризується великою кількістю циклів напружень низького рівня. Так, в блоці є 93% амплітуд напружень, менших 20 МПа.

Проведені нами дослідження [3] свідчать, що медіанна границя корозійної витривалості нових насосних штанг (НШ) з діаметром 19 мм становить  $\sigma_{-1}=101$  МПа. Таким чином, рівень експлуатаційних напружень значно нижчий  $\sigma_{-1}$ , що мало б свідчити про високу довговічність НШ в умовах корозійної втоми. Але на практиці ми спостерігаємо досить суттєву аварійність роботи колони насосних штанг з причини її корозійно-втомного руйнування [4]. При цьому типовий розподіл кількості корозійно-втомних руйнувань КНШ залежно від часу експлуатації має такий характерний вигляд: перші 2-3 роки експлуатації спостерігається зростання кількості аварій, потім їх зниження, стабілізація і поступове збільшення до повного вичерпання ресурсу. Якщо перший пік аварійності можна пояснити недовліками металургійного і технологічного характеру, то другий пік аварійності, що настає після 8-10 років експлуатації, пояснюється незворотнім процесом поступового накопичення корозійно-втомного пошкодження НШ, який зумовлює зменшення високого початкового значення границі витривалості до рівня експлуатаційної навантаженості.

Таким чином, для НШ під час початкового накопичення пошкодження велику роль відіграє корозійний чинник, тобто існує необхідність урахування нижньої гілки кривої корозійної втоми. Для оцінки її параметрів нами запропоновано використання 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 [5].

Аналіз численних результатів експериментальних досліджень на корозійну втому, наприклад, [6], засвідчив, що у випадку використання рівнянь (1, 3) треба враховувати ступінь впливу корозійного середовища на корозійно-втомну витривалість деталей при низьких напруженнях, тобто узгоджувати експериментальні ре-

зультати і кут нахилу нижньої гілки кривої корозійної втоми. Для такого узгодження доцільним є використання одного незалежного параметра. Тому нами розроблено [7] чотирипараметричне рівняння кривої корозійної втоми з гілками (1), (3) і 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 в графічній формі наведено на рис. 1.

Як бачимо, параметр  $k$  характеризує зміну кута нахилу нижньої гілки кривої корозійної втоми. Таким чином, рівняння (3) і (4) дають змогу описувати нижню гілку кривої корозійної втоми з достатньою гнучкістю, враховуючи ступінь впливу корозійного чинника. Коефіцієнт інтенсивності впливу корозійного чинника ( $k$ ) за низьких напружень необхідно визначати за результатами експериментальних досліджень.

Побудову кінетичних кривих корозійної втоми насосних штанг за розробленим чотирипараметричним рівнянням проведено за результатами експериментальних досліджень, наведеними у [3].

Результати розрахунку наведено в таблиці 1 [7].

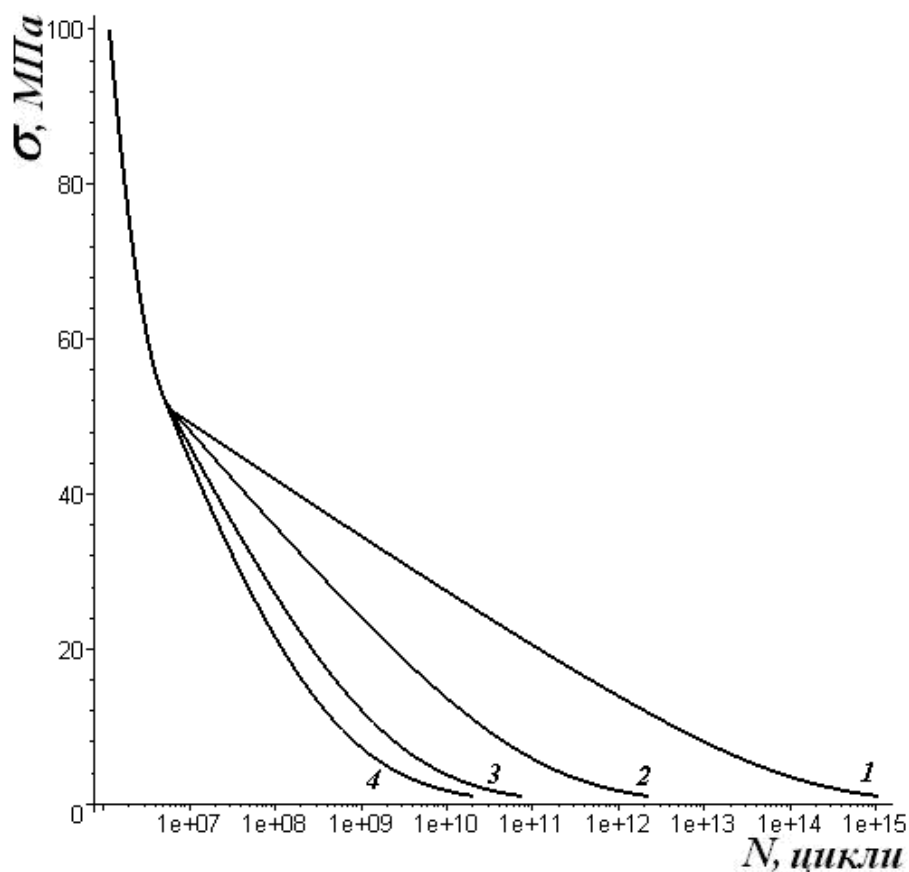
Як бачимо, з урахуванням нижньої гілки кривої корозійної втоми медіанна границя витривалості зменшується (без урахування –  $\sigma_{-1}=101$  МПа [3], з урахуванням – 82,1 МПа). Також слід звернути увагу на експериментально доведену стабільність показника  $k$  для кінетичних кривих корозійної втоми насосних штанг.

Метою даного дослідження є розроблення методики оцінки довговічності НШ з урахуванням низькоамплітудної складової експлуатаційної навантаженості за допомогою запропонованого рівняння. На нашу думку, доцільним є комплексний метод оцінки довговічності та залишкового ресурсу на основі спільного аналізу результатів навантаженості та досліджень кінетики корозійно-втомного пошкодження.

Для досліджень використали запис навантаженості колони НШ на свердловині № 88 Довбушансько-Бистрицького нафтового родовища [8].

Привід штангового насоса – двоплечий вєрстат-гойдалка UP12T-3000-5500, характеристики глибинного обладнання наведено в таблиці 2.

Прогнозування довговічності слід проводити для небезпечного перерізу колони НШ. З аналізу аварійності та навантаженості КНШ відомо, що одними з найбільш небезпечних в багатоступеневій КНШ є ділянки переходу на меншу ступінь.



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

Рисунок 1 – Крива корозійної втоми за різної інтенсивності впливу корозійного чинника при низьких напруженнях

Таблиця 1 – Параметри кінетичних кривих корозійної втоми насосних штанг [7]

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

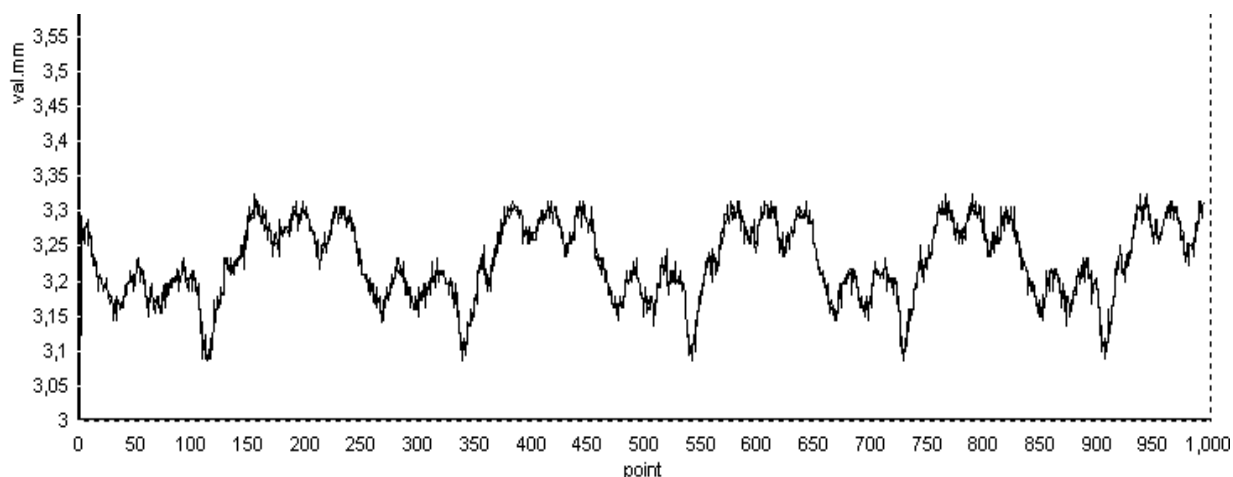


Рисунок 2 – Запис навантажень у верхній частині колони насосних штанг на свердловині № 88 Довбушансько-Бистрицького нафтового родовища

Таблиця 2 – Характеристики глибинного обладнання

Параметр	Св. № 88	Св. № 90
Діаметр насоса, мм	32	32
Частота гойдань балансира, хв. <sup>-1</sup>	6,5	6,5
Довжина ходу плунжера, м	3	3
Компоновка штангової колони:		
1 ступінь – 25 мм, шт.	16	59
2 ступінь – 22 мм, шт.	107	110
3 ступінь – 19 мм, шт.	104	82
Глибина підвіски насоса, м	1823	2002
Протитиск на гирлі, МПа	1,7	1,7

Тому спочатку звели процес навантаження до початку ступені НШ 19 мм шляхом віднімання ваги верхніх ступенів (див. табл. 2) від загальної навантаженості на полірованому штоку.

Дослідження проводились за такою методикою. На першому етапі за методом вкладених циклів [9] за допомогою розробленого програмного забезпечення провели схематизацію процесу. Графічне зображення етапів схематизації наведено на рис. 3.

Слід звернути увагу на значну широкосмуговість процесу, про що свідчать 5 етапів схематизації. Крім того, привертає увагу дуже складний характер процесу навантажування з великою кількістю високоасиметричних складових. Розподіл коефіцієнта асиметрії циклів у дослідженому блоці навантаження проілюстровано на рис. 4 у вигляді гістограми.

Другим етапом обробки є приведення усіх асиметричних циклів навантажування до еквівалентних за пошкоджуючою дією симетричних. У результаті приведення за розробленою методикою [10] отримано блок напружень, який складається з 372 циклів з максимальним напруженням 53,5 МПа. Розподіл еквівалентних напружень в блоці проілюстровано на рис. 5 у вигляді гістограми.

Як видно з рис. 5, розподіл характеризується великою кількістю циклів напружень низького рівня. Так, в блоці є 90% циклів напружень, менших 20 МПа. Усі цикли є значно меншими за медіанну границю витривалості НШ. Існуючі на сьогоднішній час методики оцінки довговічності в такому випадку вказують на достатній рівень опору втомі колони насосних штанг без відповідних розрахунків. Запропонована нижче методика дає змогу більш обґрунтовано робити висновок про довговічність та залишковий ресурс деталей, які працюють в умовах корозійної втоми за низькоамплітудного навантаження. Суть методики полягає в наступному. Після визначення приведення до симетричного циклу блоку навантаження проводиться оцінка його пошкоджуючої дії за допомогою гістограми розподілу (див. рис. 5). Якщо рівень навантаження значно вищий границі витривалості, то з несуттєвою похибкою можна знехтувати низькими напруженнями і розрахунок довговічності виконувати за

традиційними методами, наприклад [11]. В іншому випадку слід враховувати низькоамплітудні цикли та кінетику зниження границі корозійної витривалості. Існує два варіанти: 1) усі цикли напружень нижчі за границю витривалості і 2) деякі цикли вищі за границю. Розглянемо варіант 1 як найбільш складний для розрахунку.

По-перше, визначаємо відносно пошкодження  $d$  від одного блоку навантаження. Напруження в блоці  $\sigma_i$  сортуємо в спадаючому порядку. Згідно з лінійною гіпотезою накопичення пошкоджень отримаємо рівняння

$$d_1 = \sum_1^j \frac{\sigma_i}{N_{cori}}, \quad (5)$$

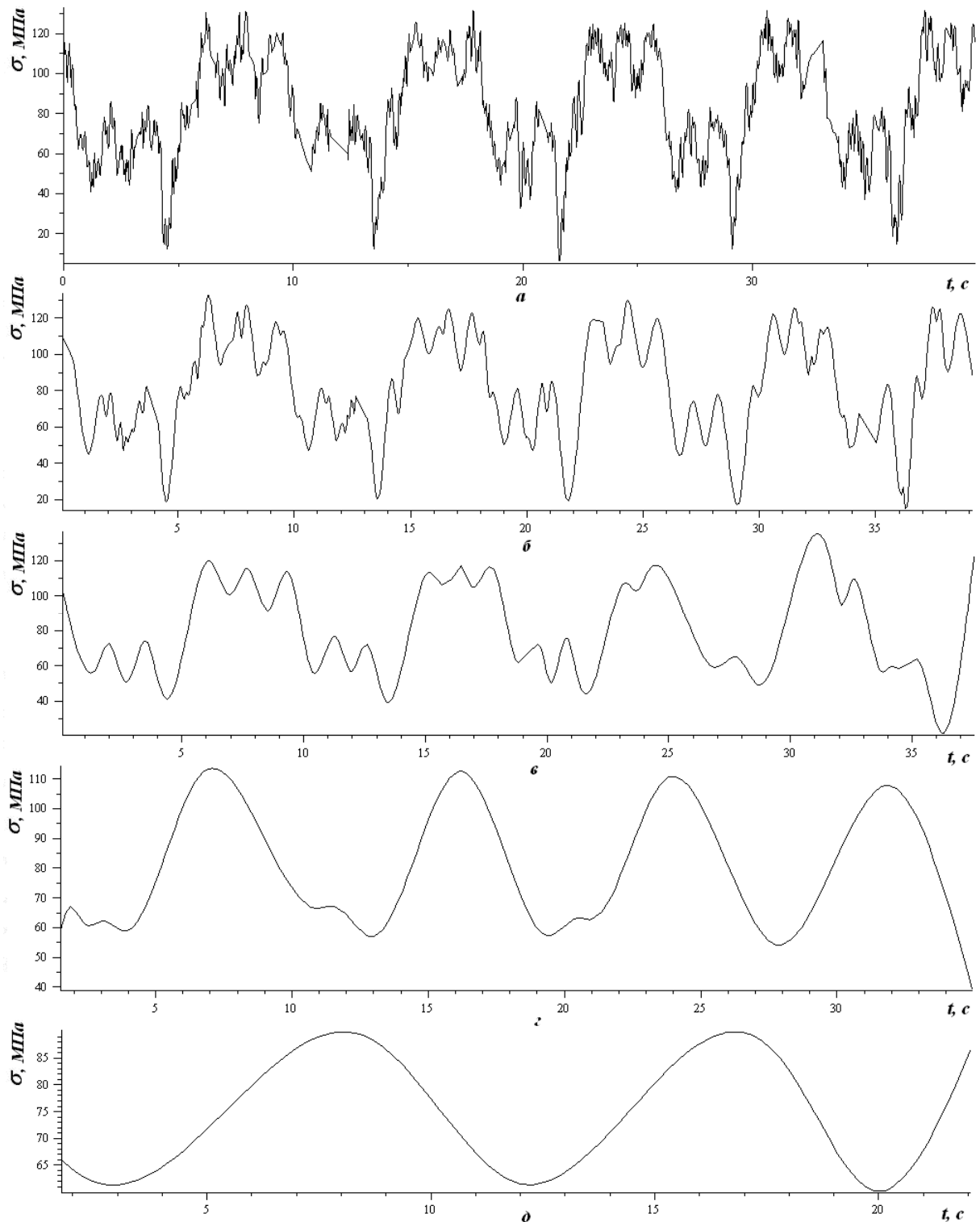
де:  $N_{cori}$  – кількість циклів до руйнування за амплітуди напруження  $\sigma_i$  згідно з рівнянням (3);

$j$  – кількість циклів напружень у блоці.

По-друге, визначаємо кількість блоків навантаження до того моменту, коли кінетична границя витривалості знизиться до рівня найбільшого напруження в блоці  $\sigma_1$ . Спочатку розраховуємо відносно пошкодження на визначеному контрольному рівні навантаження. Для цього використовуємо рівняння верхньої гілки кривої корозійної втоми (1), тому що її кінетика описується експериментально доведеними доволі простими закономірностями [1]. Для зменшення впливу можливої похибки кривої на рівнях навантаження, близьких до границі витривалості, нами рекомендується як контрольний використовувати рівень  $1,5\sigma_{-1}$ . Після деяких спрощень відповідне рівняння матиме вигляд

$$d(\sigma_1) = 1 - \frac{\sigma_{-1} \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{0,5\sigma_{-1}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}}{(\sigma_1 - k) \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{1,5\sigma_{-1} - \sigma_1 + k}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}}. \quad (6)$$

У рівнянні (6) за допомогою параметра  $k$  враховано те, що перехід з верхньої на нижню гілку кривої корозійної втоми відбувається у точці з ординатою  $\sigma = \sigma_{-1} - k$ .



а – 1; б – 2; в – 3; г – 4; д – 5 етапи схематизації.

**Рисунок 3 – Схематизований процес навантаження**

Тоді кількість блоків буде

$$n_{b1} = \frac{d(\sigma_1)}{d_1} \quad (7)$$

По-третє, знову визначаємо відносне пошкодження  $d$  від одного блоку навантаження, але з урахуванням того, що напруження  $\sigma_{-1}$  вже належить до верхньої гілки кривої корозій-

ної втоми. Також необхідно знати кінетичні параметри нижньої гілки (3), а саме  $N_{cor1}$  і  $Q_{cor1}$ . Вони визначаються з системи рівнянь (1), (3) і (4) з урахуванням нового значення кінетичної границі витривалості та постійності параметра  $k$ . Відносне пошкодження в даному випадку буде

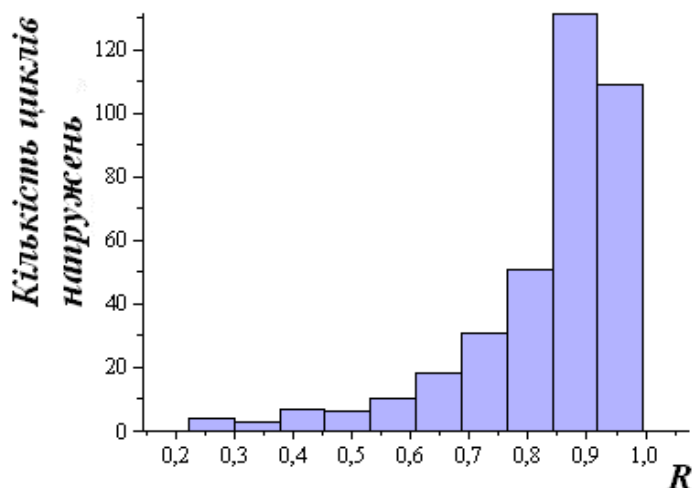


Рисунок 4 – Гістограма розподілу коефіцієнту асиметрії циклів у блоці навантажування

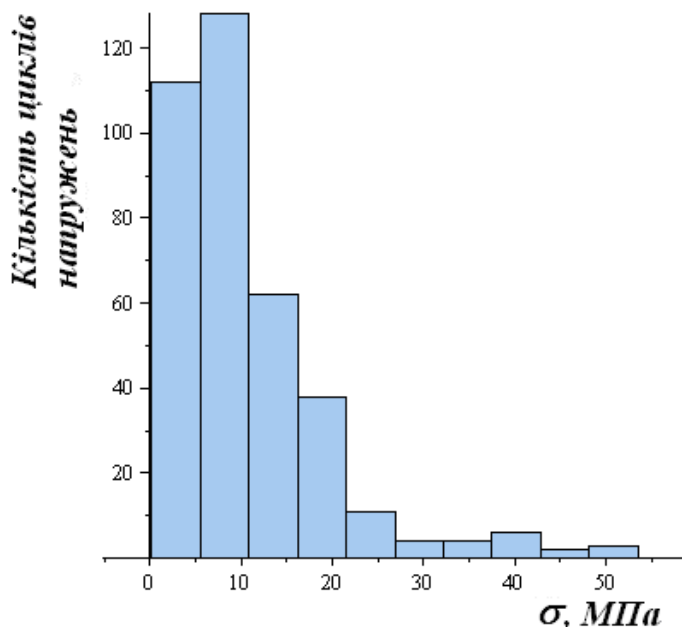


Рисунок 5 – Гістограма розподілу еквівалентних напружень в блоці навантажування

$$d_2 = \sum_2^i \frac{\sigma_i}{N_{cor2i}} + \frac{\sigma_1}{N_1} \tag{8}$$

По-четверте, знову визначаємо кількість блоків навантаження до того моменту, коли кінетична границя витривалості знизиться до рівня другого напруження в блоці  $\sigma_2$  і так далі. Для цього використовуємо рівняння (6) і (7) з відповідними індексами. Рівняння (8) у загальній формі має вигляд

$$d_i = \sum_{i+1}^j \frac{\sigma_i}{N_{cor2i}} + \sum_1^i \frac{\sigma_i}{N_i} \tag{9}$$

Даний алгоритм повторюється до того часу, поки кінетична границя витривалості не знизиться до рівня, за якого кількість циклів напружень до руйнування на рівні  $\sigma_1$  дорівнюватиме 1. Кількість блоків до руйнування під-

сумовується на кожному етапі. Таким чином, варіант 2 є частковим випадком варіанту 1 для розробленої методики.

Розроблений алгоритм реалізовано у вигляді комплексної програми в середовищі символічного числення Maple. Результати розрахунку свідчать, що границя витривалості знижується до рівня найбільшого напруження блоку навантаження через 5 років неперервної роботи.

Проведено більш детальні дослідження, які свідчать про те, що довговічність при досягненні границею витривалості значень, нижчих максимального рівня блоку експлуатаційних напружень на свердловині № 88, не перевищує 3 роки безперервної роботи. Таким чином, високий рівень аварійності колони НШ у початковий період пояснюється наявністю в ній НШ з низькою границею витривалості, близькою до

максимального рівня експлуатаційної навантаженості.

Результати наших експериментальних досліджень довговічності НШ [7] та інших авторів [12-14] свідчать про високий рівень статистичного розсіяння довговічності та границі витривалості промислових НШ. Наприклад, беручи до уваги наші результати [7], для імовірності неруйнування  $0,9 \sigma_{-0,9} = 21,8$  МПа. За такого значення границі витривалості довговічність в умовах дослідженого блоку навантажування з урахуванням кінетики зниження  $\sigma_{-1}$  складає всього 2,5 доби безперервної роботи.

Отже, розроблена методика дає змогу визначити довговічність НШ з урахуванням пошкодження від низькоамплітудних циклів напружень, навіть якщо усі напруження не перевищують границі витривалості. Подальші дослідження буде спрямовано на використання розробленої методики для вибору оптимальних режимів роботи установок залежно від експлуатаційних чинників з метою підвищення ефективності роботи ШСНУ, їх надійності.

### Література

- 1 Почтенный Е.К. Кинетика усталости машиностроительных конструкций / Е.К.Почтенный – Мн.: УП «Арти-Фекс», 2002. – 186 с.
- 2 Артим В.І. Визначення залишкового ресурсу насосних штанг в типових умовах експлуатації / В.І.Артим, В.М.Івасів, Я.Т.Федорович та ін. // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2005. – № 2. – С. 79-82.
- 3 Артим В.І. Оцінка експлуатаційної навантаженості та її вплив на довговічність насосних штанг / В.І.Артим, В.М.Івасів, В.Р.Харун та ін. // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2005. – № 4. – С. 77-81.
- 4 Пушкар П.В. Аналіз відмов колон насосних штанг в НГВУ "Надвірнанафтогаз" / П. В. Пушкар, Я. Ю. Павлюк, Т. Б. Матвіїшин та ін. // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2006. – № 1. – С. 116-120.
- 5 Івасів В.М., / Модель багатоциклового корозійно-втомного пошкодження деталей машин Артим В.І., Гладун В.В., Дейнега Р.О. // Механічна втома металів. Під ред. В. Т. Трощенка / Праці колоквиуму. – Тернопіль, 2006. – С. 198-203.
- 6 Похмурский В.И. Коррозионно-усталостная прочность сталей и методы ее повышения / В.И.Похмурский – К.: Наукова думка, 1974. – 188 с.
- 7 Артим В. І. Урахування корозійного чинника при оцінці довговічності насосних штанг / В.І.Артим // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2007. – № 4. – С. 140-143.
- 8 Івасів В.М. Удосконалення експериментального дослідження навантаження колони насосних штанг / В.М.Івасів, В.Р.Харун, П.В.Пушкар та ін. // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2005. – № 3. – С. 31-35.
- 9 Крижанівський Є. І. Схематизація випадкового навантажування методом вкладених циклів / Є.І.Крижанівський, В.М.Івасів, В.І.Артим та ін. // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2002. – № 2. – С.47-54.
- 10 Івасів В. М. Урахування напружень низького рівня при розрахунках довговічності деталей машин / В. М. Івасів, В. І. Артим, П. В. Пушкар та ін. // Машинознавство. – 2003. – № 12. – С. 17-20.
- 11 Когаев В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / В. П. Когаев; под ред. А. П. Гусенкова. – М.: Машиностроение, 1993. – 364 с.
- 12 Ратич Л.В. Циклическая коррозионная трещиностойкость материалов и долговечность насосных штанг / Л.В.Ратич, Я.Т.Федорович // Физико-химическая механика материалов. – 1988. – № 6. – С. 95-100.
- 13 Копей Б.В. Опыт упрочнения новых и восстановления ресурса бывших в эксплуатации насосных штанг / Б.В.Копей, Я.Т.Федорович, Ю.С.Сычев и др. // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 1991. – № 28. – С. 104-110.
- 14 Копей Б.В. Науково-технологічні принципи комплексного підвищення ресурсу свердловинного нафтогазового обладнання: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.12 / Копей Богдан Володимирович. – Івано-Франківськ, 1996. – 478 с.

Стаття поступила в редакційну колегію  
23.10.09  
Рекомендована до друку професором  
Івасівим В.М.