

вище на 250м наведені величини коригуються відповідно на  $\pm 5\%$ .

Врахування зміни буримості порід залежно від диференційного тиску дасть можливість заздалегідь вибрати ефективні бурові долота, розрахувати оптимальні режимні параметри їх відпрацювання, що сприятиме підвищенню швидкості буріння нових свердловин і зниженню собівартості 1м проходки.

Таким чином, з метою підвищення темпів буріння на конкретних родовищах і площах потрібно:

1. При бурінні нових свердловин на родовищах, де певний час видобувались вуглеводні, норми механічного буріння повинні враховувати погіршення буримості порід.

2. Різницю пластового і гідростатичного тисків підтримувати мінімальною, тобто, густину бурового розчину вибрати, виходячи з умов пластового тиску.

3. Для ефективного руйнування гірських порід застосовувати відповідні типи доліт,

відпрацьовувати їх в оптимальних режимних параметрах. В результаті будуть забезпечені найсприятливіші умови для буріння свердловин в умовах значних перепадів тисків.

### Література

1. Голубинцев О.Н. Механические и абразивные свойства горных пород и их буримость. - М.: Недра, 1968.- 198с.
2. Спивак А.И., Попов А.Н. Разрушение горных пород при бурении. - М.: Недра, 1979.- 239с.
3. Шрейнер Л.А. Физические основы механики горных пород. - М.: Гостоптехиздат, 1950.-155с.
4. Эйгелес Р.М. Разрушение горных пород при бурении. - М.: Недра, 1971г. - 212с.
5. Дячук В.В., Гальченко В.І. Особливості буріння свердловин на газоконденсатних родовищах Дніпрово-Донецької западини. // Нафтова і газова промисловість, 2002.- №4. - С. 18-20.

УДК 620.193 : 622.276

## ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ НАСОСНИХ ШТАНГ В ТИПОВИХ УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

*В.І.Артим<sup>1</sup>, В.М.Івасів<sup>1</sup>, Я.Т.Федорович<sup>1</sup>, П.В.Пушкар<sup>2</sup>*

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 4-20-02,  
e-mail: public@ifdtung.if.ua*

*<sup>2</sup> НГВУ "Надвірнанафтогаз", 78400, м. Надвірна, вул. Грушевського, 13*

*Робота посвячена определению остаточного ресурса насосных штанг в типичных условиях эксплуатации. Для расчета используются проведенные экспериментальные исследования насосных штанг с разным сроком эксплуатации на коррозионную усталость. Анализ результатов производится по разработанной методике с учетом закономерностей накопления коррозионно-усталостного повреждения*

*The paper is dedicated to definition of a residual operational life of pump rods in representative external environments. For calculation the held experimental researches of pump rods with a miscellaneous effective life on a corrosion fatigue will be used. The analysis of results is made under the designed method of application with allowance for of regularities of upbuilding of corrosion-fatigue damage.*

### 1 Актуальність

Колона насосних штанг є однією із найслабших ланок штангової свердловинної насосної установки. Саме насосні штанги різко обмежують її надійність і довговічність. Це пов'язано із надзвичайно важкими умовами роботи насосних штанг. Змінні навантаження розтягу та згину, вплив корозійно-активного середовища, тертя об колону насосно-компресорних труб, особливо в похилоспрямованих свердловинах, відкладення асфальто-смоляно-парафінових речовин та інші експлуатаційні фактори призводять до появи та інтенсивного розвитку корозійно-втомних тріщин і як наслідок до руйнування колони штанг. Такі аварії пов'язані з великими матеріальними затратами на ремонт і відновлення експлуатації свердловин. Кількість підземних поточних

ремонтів, пов'язаних з ліквідацією обривів колони штанг, досягає 250-300 на рік, що становить 15-20% від усіх підземних ремонтів [1]. У зв'язку з цим проблема забезпечення надійності колони насосних штанг в умовах корозійно-втомного пошкодження є надзвичайно актуальною. Важливе теоретичне та практичне значення для вирішення цієї проблеми має визначення залишкового ресурсу насосних штанг в типових умовах експлуатації.

### 2 Аналіз попередніх досліджень та визначення мети

Визначенню довговічності та надійності колони насосних штанг присвячена чимала кількість теоретичних та експериментальних досліджень, наприклад, [1-4]. Так, важливим результатом роботи [2] є визначення критичних розмірів корозійно-втомних тріщин в насосних штангах та залежності швидкостей їх розвитку

Таблиця 1 – Параметри кінетичної діаграми корозійної втоми насосних штанг

Термін експлуатації $K$ , роки	$Q$ , МПа	$\sigma_R$ , МПа	$V_0$ , МПа	$N_o$ , цикли	$\bar{S}_{\sigma_R}$ , МПа
$K=0$ (нові штанги)	$3,268 \cdot 10^7$	101,0	429,5	$3,23 \cdot 10^5$	47,8
$K=4$	$2,918 \cdot 10^7$	90,3			31,9
$K=8$	$2,026 \cdot 10^7$	62,6			27,8

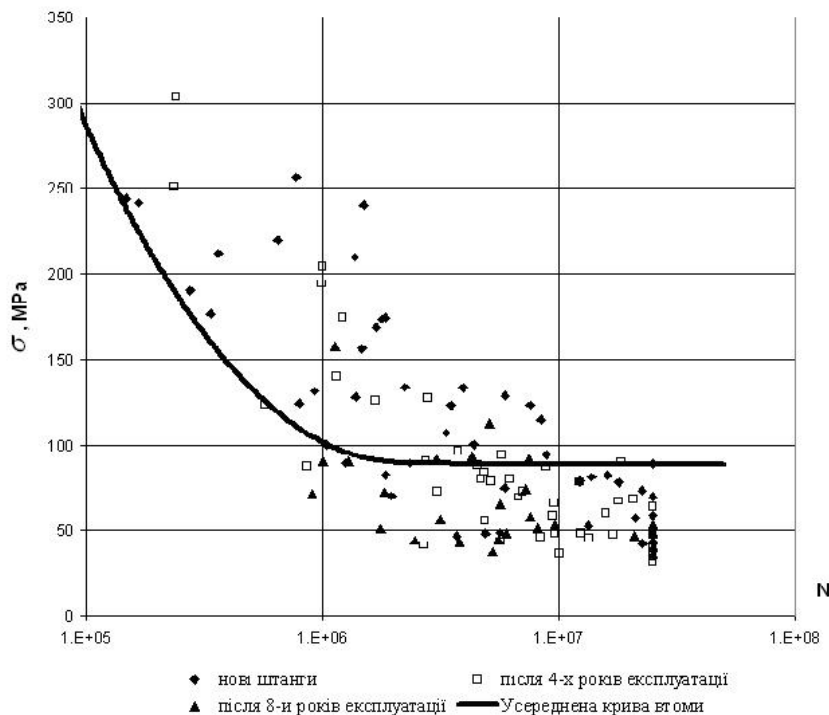


Рисунок 1 - Результати випробувань та усереднена крива втоми

від частини виробленого ресурсу. В роботі [3] зображені криві втоми як нових насосних штанг, так і після вироблення частини експлуатаційного ресурсу та відновлення технологічними методами. Проте недостатньо ще вивченими є важливі для забезпечення надійності насосних штанг питання, такі як закономірності зниження меж витривалості та вичерпання ресурсу в процесі експлуатації з урахуванням імовірності неруйнування. Потужним методологічним засобом вирішення таких питань є використання кінетичних діаграм втоми з урахуванням закономірностей кінетики накопичення корозійно-втомного пошкодження. Тому метою даної роботи є визначення залишкового ресурсу насосних штанг в типових умовах експлуатації за допомогою кінетичної діаграми втоми.

### 3 Проведення та аналіз експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження насосних штанг з різним ступенем корозійно-втомного пошкодження проводили на випробувальній машині ІКШ-25. Натурні зразки відрізали від насосних штанг діаметром 19 мм, виготовлених зі сталі 20Н2М згідно з ГОСТ 13877-80, різного ступеня пошкодження (нові, після 4 і 8 років експлуатації на глибині 3000 м) на відстані

320 мм від галтелі. Дослідження проводили при консольному згині з обертанням (симетричний цикл навантаження) з частотою 16 Гц в середовищі водонафтової суміші (80% пластової води хлоркальцієвого типу з мінералізацією 100 г/л), яка є характерною для Пасічнянського родовища.

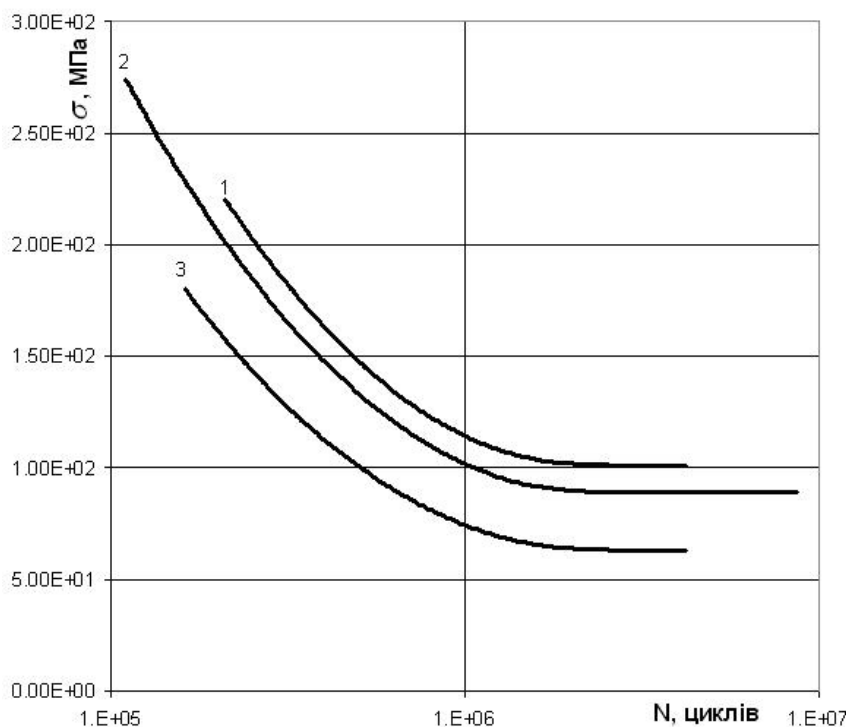
Генеральна вибірка експериментальних даних зображена на рис. 1. В результаті обробки за допомогою розробленої уточненої методики [5] отримали такі параметри усередненої кривої втоми (див. рис. 1):

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

$$Q_c = 2,877 \cdot 10^7 \text{ МПа}; \quad \sigma_{Rc} = 89 \text{ МПа};$$

$$V_{oc} = 429,5 \text{ МПа}; \quad N_{oc} = \frac{Q_c}{\sigma_{Rc}} = 3,23 \cdot 10^5 \text{ цикли.}$$

Наступним етапом обробки є визначення параметрів кінетичної діаграми насосних штанг. Результати розрахунку, проведені згідно з методикою [5], наведені в таблиці 1. Кінетична діаграма для імовірності неруйнування  $P=50\%$  зображена на рис. 2.



1 - нові штанги; 2 - після 4 років експлуатації; 3 - після 8 років експлуатації  
**Рисунок 2 - Кінетична діаграма втоми для насосних штанг**

Завершальним етапом обробки експериментальних даних є оцінка залишкового ресурсу насосних штанг після 8 років експлуатації в типових умовах. Для такої оцінки потрібно знати еквівалентне напруження  $\sigma_{екв}$ , тобто напруження, яке при однаковій кількості циклів справляє такий пошкоджувальний вплив, як і напруження в реальних умовах експлуатації.  $\sigma_{екв}$  було б досить просто визначити, знаючи еквівалентну кількість циклів напружень насосних штанг за рік експлуатації  $\Delta N$ .

Але при експлуатації насосних штанг визначення  $\Delta N$  є складним завданням. В першу чергу це пояснюється випадковим характером навантаження, змінами режимів експлуатації та іншими випадковими факторами. Крім того, у випадку складного багаточастотного навантаження, яке є характерним для насосних штанг, зробити висновок про еквівалентну кількість циклів напружень неможливо без значних спрощень гіпотетичного характеру при схематизації процесу. Нами пропонується новий метод визначення  $\Delta N$  за допомогою кінетичної діаграми втоми.

При достатньо великих термінах експлуатації насосних штанг в стабільних умовах експлуатації можна вважати еквівалентну кількість циклів напружень за однаковий термін експлуатації  $\Delta N$  величиною незмінною. Тоді можна записати систему рівнянь [5]

$$\left\{ \begin{aligned} \Delta N(p_2 - p_1) &= \frac{Q_1}{\sigma_{екв}} \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{\sigma_{екв} - \bar{\sigma}_{R1}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} - \\ &- \frac{Q_2}{\sigma_{екв}} \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{\sigma_{екв} - \bar{\sigma}_{R2}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \\ \Delta N(p_3 - p_2) &= \frac{Q_2}{\sigma_{екв}} \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{\sigma_{екв} - \bar{\sigma}_{R2}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} - \\ &- \frac{Q_3}{\sigma_{екв}} \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{\sigma_{екв} - \bar{\sigma}_{R3}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \end{aligned} \right. \quad (2)$$

у вигляді

$$\left\{ \begin{aligned} \Delta N(4-0) &= \frac{Q_0}{\sigma_{екв}} \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{\sigma_{екв} - \bar{\sigma}_{R0}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} - \\ &- \frac{Q_4}{\sigma_{екв}} \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{\sigma_{екв} - \bar{\sigma}_{R4}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \\ \Delta N(8-0) &= \frac{Q_0}{\sigma_{екв}} \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{\sigma_{екв} - \bar{\sigma}_{R0}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} - \\ &- \frac{Q_8}{\sigma_{екв}} \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{\sigma_{екв} - \bar{\sigma}_{R8}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \end{aligned} \right. \quad (3)$$

розв'язком якої і будуть шукані величини  $\Delta N$  і  $\sigma_{екв}$ . Слід зауважити, що у випадку істотно нерівномірної роботи свердловини у рівнянні (2) параметр  $p_i$  вже не буде описуватися кількістю років експлуатації і його необхідно розраховувати додатково за спеціальними методиками, наприклад, [6]. Розв'язок даної системи нелінійних рівнянь наведений на рис. 3 як перетин кривих 1 і 2.

Для більш точної оцінки в роботі [5] пропонується додатково розглядати розв'язки усіх можливих систем рівнянь, які можна скласти з кінетичної діаграми. В нашому випадку, крім (3), існують ще дві системи рівнянь як інші комбінації чисел 0, 4 і 8 (4-0, 8-4 чи 8-0, 8-4). Але з рис. 3 видно, що всі криві перетинаються практично в одній точці, тобто всі можливі системи рівнянь мають однаковий розв'язок. В такому випадку не потрібно проводити пошук найбільш імовірних значень для трьох систем рівнянь і величини  $\Delta N=84200$  цикли і  $\sigma_{екв}=112$  МПа є шуканими. Значення еквівалентного напруження тісно корелює з даними роботи [2]. Тепер, маючи усі необхідні параметри, можна розрахувати залишковий ресурс насосних штанг  $\Delta p$  в роках за рівнянням

$$\Delta p = \frac{Q_8}{\Delta N \cdot \sigma_{екв}} \ln \left\{ 1 + \left[ \exp \left( \frac{\sigma_{екв} - \sigma_{RS}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \quad (4)$$

Для імовірності неруйнування  $P=50\%$  отримуємо залишковий ресурс  $\Delta p=4,8$  років.

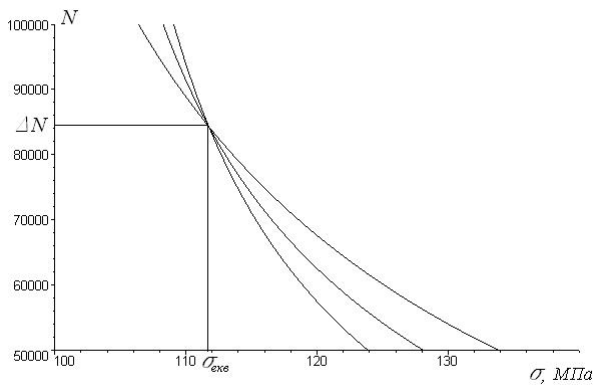


Рисунок 3 - Визначення еквівалентної кількості циклів за рік  $\Delta N$  і еквівалентного напруження  $\sigma_{екв}$  графічним методом

### Висновки

Отже, аналіз проведених експериментальних досліджень за допомогою вдосконаленої методики прогнозування залишкового ресурсу

деталей та обладнання в типових умовах експлуатації дав змогу визначити параметри кінетичної діаграми корозійної втоми насосних штанг. На основі даних параметрів оцінено залишковий ресурс штанг після визначеного терміну експлуатації.

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

Подальші дослідження слід спрямувати на оцінку кінетики пошкодження вздовж колони, що дасть змогу оцінити експлуатаційну навантаженість та визначити залишковий ресурс колони насосних штанг для заданої імовірності неруйнування.

### Література

1. Бабаев С.Г. Надёжность нефтепромыслового оборудования. – М.: Недра. – 1987. – 263 с.
2. Ратич Л.В., Федорович Я.Т. Методика визначення довговічності насосних штанг із врахуванням тріщиностійкості матеріалу // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ. – 1994. – №31. – С. 67-80.
3. Копей Б.В., Федорович Я.Т. Устранение технологических и эксплуатационных дефектов насосных штанг с одновременным их упрочнением // Обзорная информация. Сер.: Коррозия и защита в нефтегазовой промышленности – М.: ВНИИОЭНГ. – 1987. – 42 с.
4. Адонин А.Н. Добыча нефти штанговыми насосами. – М.: Недра. – 1979. – 213 с.
5. Івасів В.М., Артım В.І., Пушкар П.В. Удосконалена методика прогнозування залишкового ресурсу деталей в типових умовах експлуатації // Тези доповідей 7 Міжнародного симпозиуму українських інженерів-механіків (МСУІМЛ-7). – Львів. – 2005. – С. 73.
6. Артım В.І., Пушкар П.В. Моделювання накопичення втомних пошкоджень при випадковому навантажуванні // Авиационно-космическая техника и технология – Харьков. – 2004. – №1. – С 19-24.