

УДК 622.276.53

ВПЛИВ ПОЗАЦЕНТРОВОГО РОЗТЯГУ НА КОРОЗІЙНО-ВТОМНУ ВИТРИВАЛІСТЬ НАСОСНИХ ШТАНГ

Г. В. КРЕЧКОВСЬКА^{1,2}, Я. Т. ФЕДОРОВИЧ³, Б. В. КОПЕЙ³,
В. В. МИХАЙЛЮК³

¹ Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, Львів;

² Національний університет "Львівська політехніка";

³ Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Насосні штанги експлуатують у складних умовах, спричинених дією високих знакозмінних навантажень та корозивно-активних технологічних середовищ у свердловинах. Найжорсткіші умови навантаження насосних штанг пов'язують з позацинтрровим розтягом. Для прогнозування роботоздатності експлуатованих насосних штанг запропоновано імітаційно-розрахункове моделювання напружень, які виникатимуть у них за реальних експлуатаційних умов. Експериментально показано, що за позацинтррового розтягу штанг їх утомна витривалість знижується, а втомні характеристики штанг зі сталей 20Н2М та 15Н3МА після 5 років експлуатації стають практично однакові.

Ключові слова: насосна штанга, напруження, напружено-деформований стан, втома, позацинтрровий розтяг.

Complex operating conditions of sucker rods in wells are caused by the action of high alternate loads and corrosive-active technological environments. The most severe load conditions of sucker rods are associated with eccentric tension. In order to predict the performance of operated sucker rods, simulation and calculation modeling of the stresses which will occur in them under real operating conditions is proposed. It is experimentally demonstrate that under eccentric tension of rods, their fatigue life decreases, and the fatigue characteristics of rods made of 20H2M and 15H3MA steels become practically the same after their 5 years of operation.

Keywords: sucker rod, stress, stress-strain state, fatigue, eccentric tension.

Вступ. У світі розробляють понад мільйон нафтових свердловин, з них 83% оснащені штанговими свердловинними насосними установками (ШСНУ). В Україні є понад 400 родовищ, причому 2226 обладнані ШСНУ [1, 2]. Під час їх експлуатації трапляються відмови окремих елементів, і найчастіше це відбувається з колонами насосних штанг (НШ), через які механічна енергія від наземного приводу (верстата-качалки) передається штанговому свердловинному насосу [3, 4]. Надійність роботи колон НШ залежить від правильності їх проектування та дії експлуатаційних чинників, пов'язаних з тертям НШ об насосно-компресорні труби (НКТ), згином колони, агресивністю пластових рідин тощо [5–7]. Їх вплив змінює механічні властивості металу штанг і зрештою спричиняє їх руйнування.

Складні умови експлуатації потребують індивідуального підходу до вибору матеріалів та розрахунку колони НШ в цілому. На стадії експлуатації важливо вчасно виявити дефекти елементів колони та відбракувати їх. Для правильного підбору НШ для колони, а також врахування впливу різних дефектів на їх експлуатаційний ресурс, важливо оперувати їхніми втомними характеристиками [8–12].

Підвищення надійності та ефективності застосування ШСНУ, збільшення тривалості їх експлуатації між плановими ремонтами та мінімізація аварійних випадків (зокрема затрат на піднімання та опускання штангової колони) є важливим завданням для нафтовидобувної галузі. Нижче досліджено корозійно-втомні властивості сталей НШ після їх експлуатації за різних схем навантаження та запропоновано розрахунковий метод врахування впливу корозійних пошкоджень на поверхнях штанг на рівень напружень у їхньому перерізі.

Методологія досліджень. Досліджували сталі 20Н2М та 5Н3МА у вихідному стані та після п'ятирічної експлуатації в насосних штангах діаметром 19 mm. Зразки циклічно навантажували позацентровим розтягом, що відповідало реальним умовам навантаження НШ. Для побудови кривих корозійної втоми випробовували до 10 натурних зразків у середовищі сірководню [1, 2]. Кінематичну схему установки для випробувань зразків на втому, камеру та зразок, закріплені у затискачах установки, показано на рис. 1.

Зразки із НШ випробовували на корозійну втому за віднульового циклу навантаження розтягом частотою 0,5 Hz на установці ПРЗ-19. На плиті 1, розташованій зверху рами установки, монтували пристрій для регулювання натягу зразка, що складався з натяжного гвинта з маховиком 2 та тяг 3 і 7. Нижню тягу через шарнір з'єднували з важелем 8. На одному кінці важеля через шарнірну підвіску кріпили вантажі 11. Для досягнення рівноваги важеля без вантажів використали контрвантажі, встановлені з протилежного кінця. Кількість циклів навантаження зразка визначали за показами лічильника. Змінне навантаження на зразку виникало завдяки кулачковому механізму, дію якого забезпечував електродвигун 13, клинопасова передача 12, черв'ячний редуктор 10, на валу якого монтували кулачок 9.

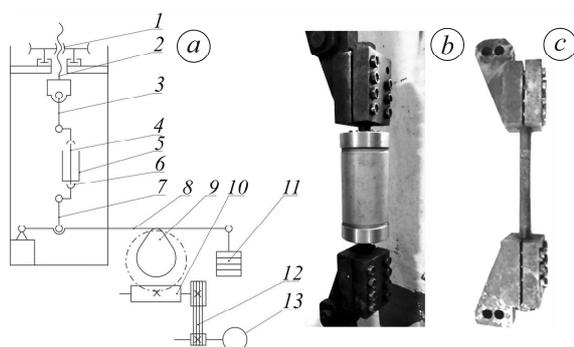


Рис. 1. Кінематична схема установки ПРЗ-19 (а), камера для випробувань у середовищі (б) та зразок із насосної штанги, закріпленій у затискачах установки (с).

Fig. 1. Kinematic scheme of the PRZ-19 installation (a), a chamber for tests in the environment (b) and a sample from a sucker rod fixed in the clamps of the installation (c).

Перед випробами зразок 4 разом із камерою для середовища прикріплювали болтами до затискачів 6 (рис. 1а). Щоб уникнути проковзування зразка у затискачах, обидва його кінці фіксували гайками. Потім на шарнірну підвіску важеля 8 встановлювали вантажі, маса яких визначала напруження, прикладене до зразка. Вагу вантажів P_L розраховували за емпіричною залежністю

$$P_L = \frac{\sigma \cdot \pi \cdot d^2 \cdot 10^4}{2 \left(1 + \frac{8e}{d} \right)}, \quad (1)$$

де d – діаметр зразка, м; σ – задана величина напружень у зразку, МПа; e – зміщення осі зразка відносно осі тяги, м.

Навантаження, прикладене до зразка, визначали як $P = 50P_L$. Під час обертання кулачка 9 зусилля від вантажів 11 через важіль 8 прикладали до зразка 4, вісь якого змістилась на 40 mm відносно осі тяг 3 та 7.

Фактичні напруження σ_f , які виникали у зразку НШ, визначали так:

$$\sigma_f = \frac{2P_L \cdot \left(1 + \frac{8e}{d}\right)}{\pi \cdot d^2 \cdot 10^4}, \quad (2)$$

де d – фактичний діаметр зразка у місці руйнування, м.

Результати теоретичних досліджень. На колони НШ у свердловинах діють циклічні, статичні та динамічні навантаження. Стандарт Американського інституту нафти (API) регламентує максимально допустиме напруження в циклі навантаження щодо границі міцності (σ_B) металу НШ: $\sigma_{\max} \leq \sigma_B$ [13]. Поширена для визначення границі витривалості матеріалів діаграма Гудмена виявилась не коректною для оцінювання напружень під час проектування колони НШ. З урахуванням особливих умов експлуатації колони НШ цю діаграму модифіковано [14] і запропоновано такий вираз:

$$\sigma_B = SF \left(\frac{T_a}{4} + 0,5625 \cdot \sigma_{\min} \right), \quad (3)$$

де SF – коефіцієнт, який враховує корозивну активність помпованих рідин; T_a – мінімальна границя міцності матеріалу штанг; σ_{\min} – мінімально допустиме напруження в циклі навантаження.

Діапазон зміни допустимих напружень, встановлений з модифікованої діаграми Гудмена, не перевищує границі міцності. Перевагою діаграми є її універсальність у різних середовищах під час оцінювання σ_B за значенням T_a , визначеним у лабораторних умовах. На рис. 2 подано область допустимих циклічних напружень за модифікованою діаграмою Гудмена для $T_a = 600$ МПа і $SF = 1$. Її недоліком є те, що до уваги взято загальне напрацювання НШ, але не враховано їх поверхневе зміцнення та реальні умови роботи.

Жодна з проаналізованих методик розрахунків НШ на міцність не враховує точно і достовірно умови їх роботи у свердловинах. Колони штанг часто обриваються навіть тоді, коли розрахунки не вказали на їх перевантаження. Були випадки нормальної тривалої роботи штанг за розрахованих напружень, які перевищують допустимі. Ліпший збіг розрахункових напружень у НШ в умовах експлуатації в свердловинах отримали за використання діаграми Сміта [1].

У науково-технічній літературі та нормативних документах значення допустимих приведених напружень не завжди враховують відмінності конструкцій НШ (геометричні параметри, використані матеріали, технології виготовлення), а також експлуатаційні умови (склад пластових рідин, їх корозивну активність, температуру, навантаження та коефіцієнт асиметрії циклу). Звідси виникає питання про достовірність прийнятих методик оцінювання допустимих напружень у НШ.

На роботоздатність колон НШ суттєво впливає склад і корозивна активність пластових рідин (вміст у них сульфатів, сульфідів, борнокислотних сполук та розчинених газів H_2S , CO_2), яка відрізняється для свердловин навіть з одного родо-

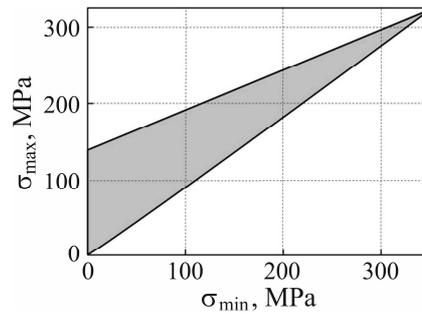


Рис. 2. Область допустимої зміни циклічних напружень у НШ, визначена за модифікованою діаграмою Гудмена.

Fig. 2. Range of permissible changes in cyclic stresses in a sucker rod according to the modified Goodman diagram.

вища [1]. Робота колон НШ у свердловинах з агресивним середовищем сприяє появі дефектів у штангах, які є досить глибокими та локалізованими. Інтенсивність корозії залежить не тільки від складу пластових вод, але і від силових умов роботи НШ у конкретній свердловині. Відомі випадки сильного роз'їдання НШ внаслідок зниження рівня рідини у свердловині та дії кисню в зоні змочування, а також під час заповнення пласту різними газами (повітря, CO₂). Крім того, НШ зношуються внаслідок тертя об колону НКТ і навантаження на неї при цьому може збільшитися до 40%. Внаслідок цього поперечний переріз штанги зменшується, а напруження, які виникають за дії експлуатаційних навантажень, зростають. НШ відбраковують за явних дефектів, які спричиняють стоншення штанги більш ніж на 0,5 mm відносно номінального діаметра. Мінімальний діаметр НШ у місці зтоншення повинен бути не менше ніж 18,5; 21,5 та 24 mm на штангах діаметром 19; 22 та 25 mm, відповідно. Місце розташування та форма дефектів у НШ визначатимуть напруження в їх найменшому перерізі, які виникатимуть за дії робочих навантажень (рис. 3).

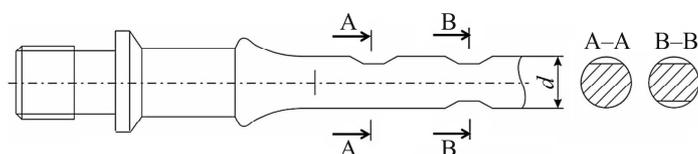


Рис. 3. Розташування та форма дефектів у перерізах А та В насосної штанги.

Fig. 3. Typical defects in cross-sections A and B of a sucker rod.

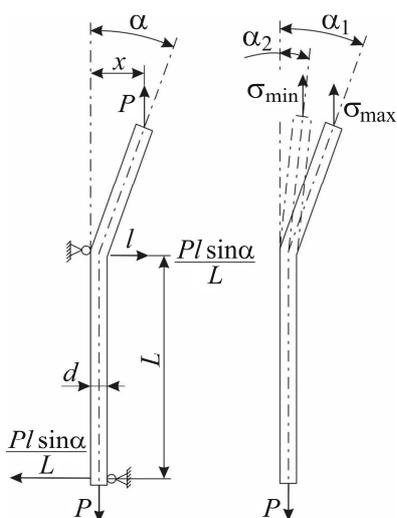


Рис. 4. Розрахункова схема.

Fig. 4. Calculation mode.

сумарне напруження σ у перерізі вигину НШ під кутом α , який знаходиться на відстані l від її головки, визначають так:

$$\sigma = \frac{P}{F} + \frac{P \cdot x}{W}, \quad (4)$$

де P – осьове зусилля; F – площа поперечного перерізу штанги; W – осьовий момент опору; $x = l \cdot \sin\alpha$.

Із виразу (4), згідно з рис. 2, отримаємо:

$$\sigma = \frac{4P}{\pi d^2} + \frac{32Pl \sin \alpha}{\pi d^2} = \frac{4P}{\pi d^2} \left(1 + \frac{8l \sin \alpha}{d} \right). \quad (5)$$

Оскільки зусилля, прикладене до НШ, змінюється циклічно, то для ходу вниз

$$\sigma_{\min} = \frac{4P_{sr}}{\pi d^2} \left(1 + \frac{8l \sin \alpha}{d} \right), \quad (6)$$

а за ходу догори (за нехтування динамічними навантаженнями):

$$\sigma_{\max} = \frac{4(P_{sr} + P_l)}{\pi d^2} \left(1 + \frac{8l \sin \alpha}{d} \right), \quad (7)$$

де P_{sr} – вага штанг у рідині; P_l – вага рідини над плунжером.

Зміна напружень від σ_{\min} до σ_{\max} спричиняє циклічну деформацію НШ від згину, внаслідок якої кут α зменшується від α_1 до α_2 (рис. 4). Звідси, амплітуда напружень у циклі навантаження НШ σ_a та середнє напруження циклу σ_m матимуть інші значення, і як результат, напруження у викривленій штанзі будуть більші, ніж у прямій. Незалежно від l максимальне значення $x = l \cdot \sin \alpha$ не може бути більшим за $(D - d)$, оскільки розмір обмежує стрілу прогину штанг, і відповідно $x_{\max} = D - d$. Отже, за плавного згину подалі від головки НШ напруження у ній значно більші, ніж розраховані за розтягу, але не настільки, як за її згину відразу за головкою. Проте під час визначення напружень у НШ не враховували її зношування від тертя та корозії. Ці процеси зменшують площу поперечного перерізу штанги, а напруження, які виникають від прикладених до неї навантажень, не є прямо пропорційними площі. Такі навантаження відповідають позацинтровому розтягу (стиску), за якого дія зусиль орієнтована вздовж осі штанги, але не збігається з нею (рис. 5). Якщо зусилля P перенести у центр ваги перерізу НШ, то позацинтровий розтяг (стиск) можна звести до осьового розтягу (стиску) та косоного згину. Внутрішні силові чинники у будь-якому поперечному перерізі НШ при цьому такі:

$$N = P; \quad M_y = P \cdot z_p; \quad M_z = P \cdot y_p, \quad (8)$$

де y_p і z_p – координати точки прикладання зусилля P .

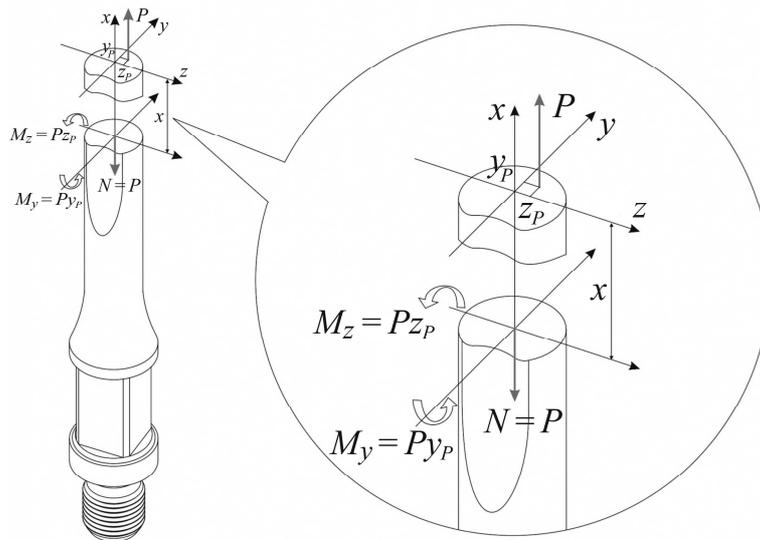


Рис. 5. Розрахункова схема.

Fig. 5. Calculation mode.

На основі принципу незалежності дію зусиль напруження в точці поперечного перерізу за позацентрового розтягу (стиску) визначали так:

$$\sigma(y, z) = \frac{N}{F} + \frac{M_y}{I_y} \cdot z + \frac{M_z}{I_z} \cdot y = \frac{P}{F} + \frac{P \cdot z_p}{I_y} \cdot z + \frac{P \cdot y_p}{I_z} \cdot y, \quad (9)$$

або

$$\sigma(y, z) = \frac{P}{F} \cdot \left(1 + \frac{z_p}{i_y^2} \cdot z + \frac{y_p}{i_z^2} \cdot y \right), \quad (10)$$

де $i_y = \sqrt{\frac{I_y}{F}}$, $i_z = \sqrt{\frac{I_z}{F}}$ – радіуси інерції перерізу.

Вираз (10) показує у скільки разів напруження за позацентрового розтягу (стиску) більші від напружень за осьового розтягу.

Розраховали на міцність за позацентрового розтягу (стиску) аналогічно як за косою згину – за нормальними напруженнями у небезпечній точці (розташовані найдалі від нейтральної лінії) поперечного перерізу НШ. Проте, якщо в цій точці діє напруження стиску, а матеріал крихкий, то найнебезпечнішим стає місце, в якому виникають найбільші напруження розтягу. Епюру напружень будували на осі, перпендикулярній до нейтральної лінії перерізу і обмеженій прямою лінією. Умову міцності записали у вигляді

$$\sigma_A = \frac{P}{F} + \frac{P \cdot z_p}{I_y} \cdot z_A + \frac{P \cdot y_p}{I_z} \cdot y_A \leq [\sigma], \quad (11)$$

де y_A, z_A – координати небезпечної точки; $[\sigma]$ – допустиме напруження розтягу чи стиску.

Отже, під час розрахунку напружень, які спричинені викривленням, корозійними ураженнями чи одностороннім зношуванням НШ, у цих штангах виникають суттєво вищі напруження, і відомі методики їх не враховують.

Розрахунки показують, що односторонній знос штанги діаметром 19 mm до сегмента завтовшки 4 mm призводить до зростання напруження в тілі насосної штанги за осьового розтягу на 21%, а вже позацентровий згин за розрахунку за формулою (10) збільшує це напруження на 50%.

Результати експериментальних досліджень. Негативна дія циклічно-змінних навантажень посилюється за впливу робочого середовища на метал НШ, що знижує їх втомну витривалість порівняно з випробуваннями у нейтральному середовищі, наприклад у повітрі. Експериментально встановлено, що за обертового консольного згину границя втоми насосних штанг зі сталі 20Н2М після 5 років експлуатації зменшилась у 1,6 раза порівняно з неексплуатованою (рис. 6, криві 1, 2). Для порівняння випробували також за позацентрового розтягу сталі 20Н2М і 5Н3МА після 5 років експлуатації у свердловині та 20Н2М іншої плавки зі зневуглецьованим шаром. Виявили, що зміна схеми навантаження вплинула на розташування експериментальних точок для експлуатованої сталі 20Н2М несуттєво (рис. 6, криві 2, 3). Можна говорити лише про незначну тенденцію негативного впливу позацентрового розтягу на втомну витривалість експлуатованої сталі. Водночас позацентровий розтяг відчутно низив втомні характеристики експлуатованих штанг зі сталі 15Н3МА (рис. 6, крива 4). Однакова тенденція до їх зниження в обох експлуатованих сталях свідчить про жорсткіші умови навантаження штанг за позацентрового розтягу (рис. 6, криві 3 і 4).

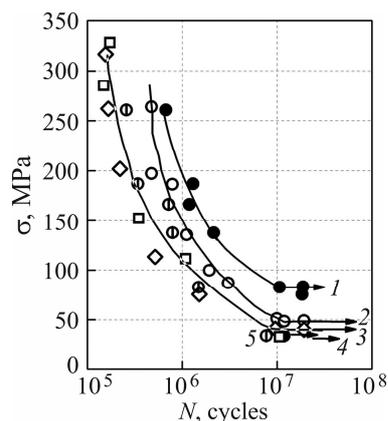
Зниження втомної міцності експлуатованих сталей узгоджується зі збільшенням у 2,5–3 рази імпульсів на дефектограмах. Це свідчить про важливість

врахування стану поверхні НШ (за допомогою дефектоскопа) під час їх підбору для колони і розрахунку приведених напружень, які діють у їх перерізах, ослаблених дефектами. Адже несучільності чи неоднорідності на поверхні елементів будь-яких конструкцій виконують роль концентраторів напружень і сприяють швидкому зародженню втомних тріщин у найслабших перерізах. Тому зрозумілий їх негативний вплив на втомні характеристики насосних штанг.

Згідно з експлуатаційним досвідом, насосні штанги працюють під навантаженням в середньому впродовж 10^7 cycles. Тому здійснили імітаційне моделювання на зразку насосної штанги діаметром 19 mm.

Рис. 6. Криві корозійно-втомної міцності насосних штанг діаметром 19 mm зі сталей 20Н2М (1–3, 5) та 5НЗМА (4) у вихідному стані (1), після 5 років експлуатації у свердловині (2–4) та зі знеуглецьованим поверхневим шаром (5), отримані за обертового консольного згину (1–3) та позациентрового розтягу (4, 5).

Fig. 6. Corrosion-fatigue strength curves of sucker rods with a diameter of 19 mm made of 20H2M (1–3, 5) and 5НЗМА (4) steels in the initial state (1), after 5 years of operation in a well (2–4) and with decarburised surface layer (5), obtained under rotating cantilever bending (1–3) and eccentric tension (4, 5).



У розрахунках взяли до уваги умови їх навантаження під час експлуатації, а саме, середні значення напружень та навантаження за позациентрового розтягу. Дефекти на поверхні штанги під час моделювання не враховували. Розподіл еквівалентних напружень у зразку НШ наведений на рис. 7.



Рис. 7. Розподіл еквівалентних напружень у зразку насосної штанги, навантаженої позациентровим розтягом.

Fig. 7. Distribution of equivalent stresses in a sucker rod sample loaded by eccentric tension.

Імітаційним моделюванням встановили, що за напружень 330 MPa кількість циклів до руйнування дослідного зразка НШ перевищила 10^6 cycles, що дещо менше від експериментально визначеної тривалої довговічності. Вважали, що це через не врахування впливу корозивного середовища під час моделювання.

ВИСНОВКИ

Результати випробувань на установці ПРЗ-19 можуть бути корисні для прогнозування роботоздатності НШ із врахуванням впливу корозивного середовища та роботи штанг на викривлених ділянках свердловин. Експериментально показано, що за позациентрового розтягу втомні характеристики сталей 20Н2М та 15НЗМА з експлуатованих штанг майже однакові. Проте в експлуатованій сталі 20Н2М

вони виявилися нижчими за осьового розтягу. І особливо відчутним є негативний ефект експлуатаційної деградації сталі 20Н2М, внаслідок якої її втомна міцність знизилася в 1,6 раза.

1. *Konei B. V., Konei B. B., Konei I. B.* Насосні штанги свердловинних установок для видобування нафти. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2009. – 406 с.
2. *Konei B. V., Федорович Я. Т., Михайлюк В. В.* Нафтогазове обладнання: у 15 т. / За заг. ред. Б. В. Копея. Т. 15. Оцінка працездатності та підвищення довговічності насосних штанг. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2023. – 290 с. ISBN 978-966-694-418-7
3. *Gabor Takacs* Ways to decrease production costs for sucker-rod pumping // *Engineering, Environmental Science*. – 2001. – P. 1–10.
4. *Gabor Takacs* Sucker-Rod Pumping Handbook. – Elsevier, 2015. – 598 p. SBN: 978-0-12-417204-3
5. *Tension-tension* fatigue of hybrid composite rods / N. K. Kar, Y. Hu, E. Barjasteh, S. R. Nutt // *Composites Part B: Eng.* – 2012. – **43**, № 5. – P. 2115–2124. DOI: 10.1016/j.compositesb.2012.03.006
6. *Research* on fatigue life calculation of sucker rod / Y. Lin, D. Zhang, F. Luo, and T. Shi // *Pet. Drill. Prod. Technol.* – 2005. – **27**. – P. 66–69.
7. *Failure* analysis of a sucker rod fracture in an oilfield / H. Ding, A. B. Zhang, D. T. Qi, H. B. Li, P. L. Ge, G. Q. Qi, N. Ding, Z. Q. Bai, and L. Fan // *Eng. Failure Analysis*. – 2020. – **109**. – Article number 104300. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2019.104300
8. *Kret N. V., Svirskaya L. M., Venhrynyuk T. P.* Corrosion-fatigue crack propagation in exploited pump rods made of 20N2M steel // *Materials Science*. – 2020. – **56**, № 2. – P. 279–283. DOI:10.1007/s11003-020-00426-w.
9. *Analysis* of corrosion fatigue steel strength of pump rods for oil wells / Y. Vynnykov, H. Muhlis, M. Kharchenko, A. Aniskin, S. Manhura, and A. Manhura // *Mining of Mineral Deposits*. – 2022. – **16**, № 3. – P. 31–37.
10. *Peculiarities* of fatigue crack growth in steel and composite sucker rods / H. Krechkovska, B. Kopey, B. Bakun, and I. Kopey // *Proc. Struct. Integrity*. – 2022. – **42**. – P. 1406–1413. DOI: 10.1016/j.prostr.2022.12.179
11. *Specific* features of corrosion-fatigue fracture of steel and hybrid pump rods / B. V. Kopei, H. V. Krechkovska, I. B. Kopei, and B. M. Bakun // *Materials Science*. – 2023. – **58**, № 6. – P. 768–773. DOI: 10.1007/s11003-023-00728-9
12. *Kryzhaniv's'kyi E. I., Hoisan I. M., and Student O. Z.* Specific features of the growth of fatigue cracks in 36G2S steel of drill pipes after the recovery heat treatment // *Materials Science*. – 2014. – **50**, № 1. – С. 92–97. DOI: 10.1007/s11003-014-9695-6
13. *API SPEC 11B:2010/ERR 2:2011*. Specification for sucker rods, polished rods and liners, couplings, sinker bars, polished rod clamps, stuffing boxes, and pumping tees. – Washington: API Publ. Services, 2010. – 91 p.
14. *Gheorghe A., Suditu S., and Ghetiu I.* Sucker rods string design – rods fatigue behavior interpretation using goodman diagram // *Romanian J. of Petroleum and Gas Technol.* – 2023. – **IV** (LXXV), № 1. – P. 17–28.
15. *Wasserman I. N.* Longitudinal oscillations of elastic rod systems with boundary conditions determined by multivalued relations. Dissertation for the degree of Candidate of Physical and Mathematical Sciences. – Perm: RAS, UO IMSS, 1999. – 128 p.

Одержано 18.04.2024