

А.С. Величкович, Л.Я. Роп'як
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

ОЦІНКА МІЦНОСТІ ВКРИТОЇ ШАРУВАТИМ ПОКРИТТЯМ ДІЛЯНКИ ШТОКА БУРОВОГО НАСОСА З УРАХУВАННЯМ ПОЗАШТАТНИХ НАПРУЖЕНЬ

© Величкович А. С., Роп'як Л. Я., 2013

Досліджено напружено-деформований стан зміцненої двошаровим покриттям ділянки штока бурового насоса двосторонньої дії. Покриття формували на сталевій основі напиленням шару алюмінію з подальшим оксидуванням частини його верхнього шару у режимі мікродугових розрядів. Для розрахунків застосовано стрижневу модель із неоднорідного матеріалу, поперечина якої є багатозв'язною областю, де параметри пружності та міцності змінюються від шару до шару. Поведінку такої моделі спершу розглянуто за звичайного експлуатаційного навантаження штока, а потім за виникнення позаштатної ситуації, яка спричинена зносом деталей пари тертя “крейцкопф – напрямні станини насоса”. Отримано розподіл нормальних, дотичних та еквівалентних напружень в неоднорідному матеріалі зміцненої ділянки штока. Здійснено оцінку міцності такої ділянки як за звичайних експлуатаційних навантажень, так і з урахуванням позаштатних напружень.

Ключові слова: поршневий насос, шток, покриття, нормальні напруження, дотичні напруження.

The stressed-deformed state of the double-coated rod part of a bucket pump is researched. The coating has a steel base and some aluminum sputtering; the part of upper aluminum layer gets affected by microarc oxidation then. A non-homogeneous beam model, which has a multiple cross section and the varying parameters of elasticity and strength, is studied. Primarily, the model is kept within normal rod load; secondarily, it is put to the emergency, caused by the wearing of crosshead and frame rails friction couple. The distribution of normal, tangential, and equivalent stress can be revealed in the non-homogeneous material of the coated rod. The strength of such a part is assessed under normal and abnormal circumstances.

Key words: Piston pump, rod, coating, normal stress, and tangential stress.

Штоки поршневих насосів односторонньої та двосторонньої дії слугують для передачі зусилля від крейцкопфа (повзуна) механічної частини на поршень, який переміщається у циліндричній втулці гідравлічної частини. Штоки належать до довговимірних деталей типу тіл обертання. Особливо у складних умовах експлуатуються штоки бурових поршневих насосів двосторонньої дії, які зазнають значних знакозмінних динамічних навантажень та піддаються реверсивному тертю у зоні взаємодії із гумовим манжетним ущільненням гідравлічної частини і контактують із буровим розчином, що містить у своєму складі абразивні частинки гірської породи. Це призводить до швидкого виходу їх з ладу через корозійно-механічне зношення.

Штоки належать до змінних деталей гідравлічної частини насоса. Заміна зношених штоків на нові вимагає значних трудових і матеріальних затрат. Тому для підвищення ресурсу роботи штоків застосовують конструкторські, технологічні та експлуатаційні методи.

Найрізноманітнішими є технологічні методи, які забезпечують підвищення зносостійкості робочої циліндричної частини штока поршневого насоса за рахунок збільшення її твердості:

об'ємне гартування, поверхневе гартування струмами високої частоти, хіміко-термічне оброблення, фрикційно-зміцнювальне оброблення, механо-ультразвукове оброблення, алмазне вигладжування, електроіскрове легування, нанесення хромових гальванічних покриттів, напилення газотермічних покриттів, формування двошарових покриттів.

Особливо перспективними є покриття, які формують з використанням функціонально орієнтованих технологій. Ці технології забезпечують отримання нових властивостей деталей з покриттями [1]. До таких покриттів можна зарахувати двошарові покриття, які формують нанесенням на сталеву основу шару алюмінію з подальшим мікродуговим оксидуванням його верхньої частини, залишаючи перехідний непрооксидований алюмінієвий шар невеликої товщини для забезпечення дифузійного зв'язку покриття зі сталеву основою [2, 3]. Двошарові покриття можна використовувати як під час розробки технологічних процесів виготовлення нових штоків поршневих насосів, так і під час відновлення їх зношеної робочої частини. Однак у літературі фактично відсутні дані про несучу здатність такого типу покриттів, що стримує їх широке застосування у техніці.

Технологія зміцнення робочої поверхні штока бурового насоса описаним методом [3] передбачає заміну певної кількості одного матеріалу іншим. Отже, частина штока, яка зазнає зміцнення, перетворюється на стрижневу ділянку з шаруватого матеріалу. Виникає питання щодо оцінки експлуатаційної міцності одержаної композиції матеріалів. Особливої актуальності це питання набуває у разі виникнення позаштатних ситуацій [4], які через зміну характеру деформації призводять до зниження коефіцієнта запасу міцності штока загалом.

Розглянемо елемент ділянки штока із покриттям (рис. 1), який стискатиметься (чи розтягуватиметься) осьовою силою N у штатній ситуації навантаження (рис. 1, а) та зазнаватиме згинання зі стискуванням (чи розтягуванням) пі час виникнення позаштатної ситуації (рис. 1, б), що детально описана у [4].

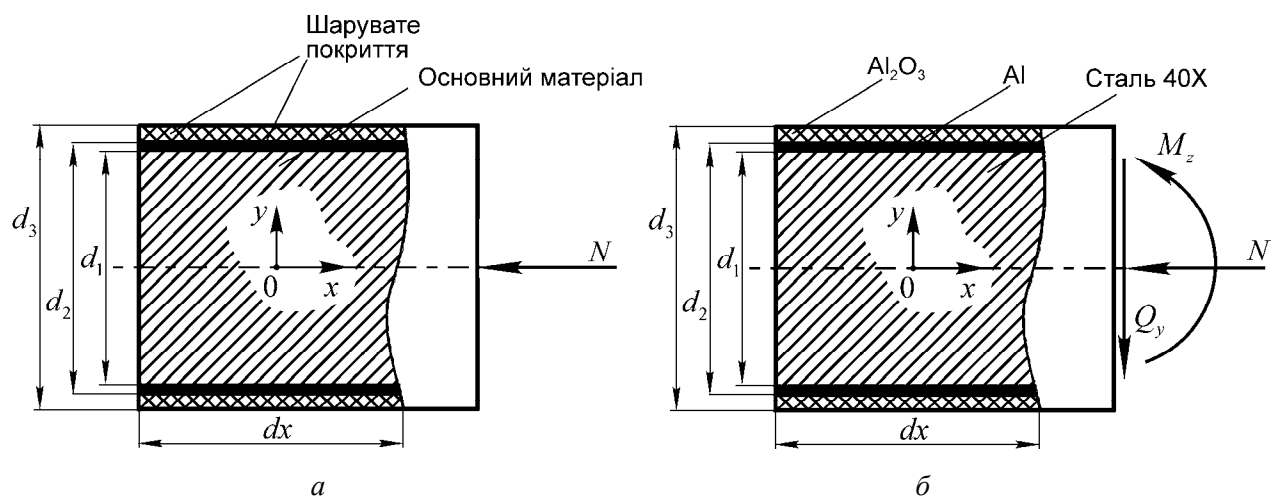


Рис. 1. Схема навантаження елемента ділянки штока з покриттям:

а – експлуатаційне навантаження; б – навантаження під час виникнення позаштатної ситуації

Отже, маємо два окремі завдання: перше про стискування, а друге – про згин зі стискуванням ділянки кусково-однорідного циліндричного стрижня. Його поперечина є багатозв'язною областю, де параметри пружності та міцності змінюються від шару до шару, тобто є кусково-сталими функціями від радіальної координати. Вирази напружено-деформованого стану для усіх шарів матеріалу записуватимемо на основі однакових статичних та кінематичних гіпотез лінійної теорії стрижнів. Податливістю стрижня до поперечних деформацій зсуву та обтиснення нехтуємо і вважаємо, що гіпотеза про плоскі поперечини справджується. Нормальні σ_x та дотичні τ_{xy} напруження у поперечному перерізі ділянки з покриттям подамо інтегральними статичними

еквівалентами: N – осьова сила, Q_y – поперечне зусилля, M_z – згинальний момент, які вважаємо відомими.

Властивості матеріалів однорідних областей визначаються модулями Юнга E_i , коефіцієнтами Пуассона ν_i та межами текучості σ_{Ti} чи міцності σ_{Mi} . Для внутрішнього шару (основи) прийемо позначку $i=1$, для прошарку – $i=2$ та для зовнішнього шару – $i=3$, площу поперечного перерізу i -го шару позначатимемо F_i .

Розглядаємо випадок навантаження, зображений на рис. 1, а. Осьова сила розподілиться між областями стрижня нерівномірно (рис. 2):

$$N = \sum_{i=1}^{n=3} N_i = \sum_{i=1}^{n=3} \int_{F_i} \sigma_{xi} dF_i. \quad (1)$$

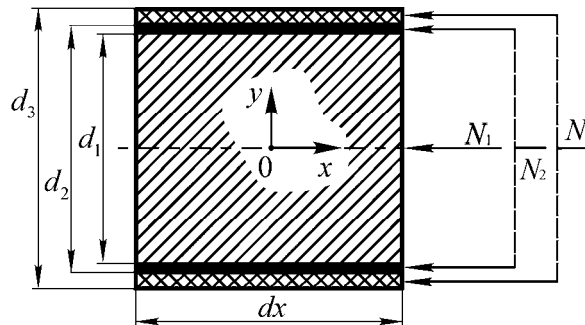


Рис. 2. Розподіл поздовжніх сил за областями стрижня

Умову сумісності деформацій різних шарів матеріалу з урахуванням фізичних співвідношень подамо у такому вигляді:

$$\frac{\sigma_{xi}}{E_i} = \frac{\sigma_{x(i+1)}}{E_{i+1}}, \quad i = 1, 2. \quad (2)$$

Розв'язуючи разом (1) і (2) та враховуючи гіпотезу плоских перерізів, одержимо значення нормальних напружень у кожному шарі матеріалу стрижня:

$$\sigma_{xk} = -\frac{N}{F_k} \frac{E_k F_k}{\sum_{i=1}^{n=3} E_i F_i}, \quad k = 1, 2, 3, \quad (3)$$

або детальніше:

$$\sigma_{x1} = \frac{-N}{F_1 \left(1 + \frac{E_2 F_2}{E_1 F_1} + \frac{E_3 F_3}{E_1 F_1} \right)} = \frac{-4N}{\pi \left(d_1^2 + \frac{E_2}{E_1} d_2^2 [1 - \zeta^2] + \frac{E_3}{E_1} d_3^2 [1 - \psi^2] \right)}; \quad (4)$$

$$\sigma_{x2} = \frac{-N}{F_2 \left(1 + \frac{E_1 F_1}{E_2 F_2} + \frac{E_3 F_3}{E_2 F_2} \right)} = \frac{-4N}{\pi \left(d_2^2 [1 - \zeta^2] + \frac{E_1}{E_2} d_1^2 + \frac{E_3}{E_2} d_3^2 [1 - \psi^2] \right)}; \quad (5)$$

$$\sigma_{x3} = \frac{-N}{F_3 \left(1 + \frac{E_1 F_1}{E_3 F_3} + \frac{E_2 F_2}{E_3 F_3} \right)} = \frac{-4N}{\pi \left(d_3^2 [1 - \psi^2] + \frac{E_1}{E_3} d_1^2 + \frac{E_2}{E_3} d_2^2 [1 - \zeta^2] \right)}, \quad (6)$$

де $\zeta = d_1 / d_2$, $\psi = d_2 / d_3$.

Отримані вирази показують, що осеві напруження в розглянутій ділянці штока з покриттям, розподілені пропорційно до інтегральних жорсткостей на розтяг (стиск) кожного шару.

Проілюструємо одержаний результат. За приклад візьмемо один з можливих варіантів виготовленої або відновленої ділянки штока. Композиція матеріалів є такою, що виконується умова $E_3 > E_1 > E_2$. Модулі пружності основного матеріалу, прошарку та верхнього шару покриття відповідно: $E_1 = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, $E_2 = 0,71 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, $E_3 = 2,9 \cdot 10^{11} \text{ Па}$. Характерні діаметри поперечини штока (рис. 1): $d_1 = 68,3 \text{ мм}$; $d_2 = 68,4 \text{ мм}$; $d_3 = 70 \text{ мм}$. Введемо безрозмірні величини

$\tilde{\sigma} = \sigma / \sigma_{\text{ном}}$, $\tilde{r} = y / r_3$, де номінальне нормальне напруження $\sigma_{\text{ном}} = N / \sum_{i=1}^{n=3} F_i$. На рис. 3

суцільними лініями показано схему розподілу абсолютних значень нормальних напружень у поперечині зміцненої ділянки штока з покриттям при розтягуванні чи стисканні. Для порівняння штриховою лінією показано розподіл напружень у стрижні без покриття. Бачимо, що напруження у різних шарах матеріалу не однакові, а при переході від шару до шару змінюються стрибкоподібно. Що жорсткіший матеріал шару композиції, то більші напруження у ньому виникають, зокрема у твердому шарі покриття (Al_2O_3) напруження на 36 % перевищують номінальні, натомість у податливому прошарку (Al) вони на 67 % менші від номінальних напружень.

Перейдемо до розгляду схеми навантаження елемента ділянки штока з покриттям під час виникнення позаштатної ситуації (рис. 1, б). У цьому разі, крім уже розглянутого центрального розтягування чи стискання, ще маємо додаткове поперечне згинання композиційної ділянки штока. Дослідимо напружений стан у шарах матеріалу від позаштатних навантажень.

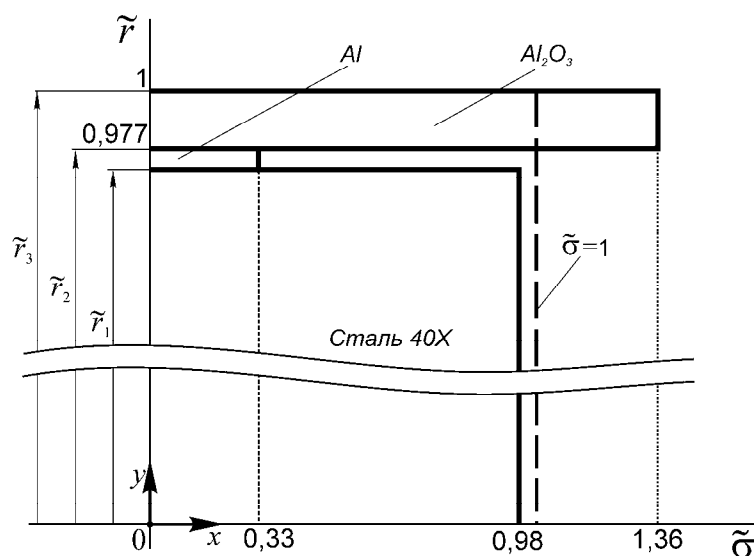


Рис. 3. Напружений стан зміцненої ділянки штока при стисканні чи розтягуванні

Почнемо з визначення нормальних напружень, які виникають внаслідок згинання [5]. Інтегральний взаємозв'язок між згинальним моментом і нормальними напруженнями у матеріалі відновленої ділянки штока буде

$$M_z = \sum_{i=1}^{n=3} \int_{F_i} y \sigma_{xi} dF_i. \quad (7)$$

Вирази сумісності деформацій різних шарів матеріалу стрижня мають такий вигляд:

$$\varepsilon_{xi} = \kappa y = \text{const}, \quad (8)$$

а фізичні співвідношення подамо у такому вигляді:

$$\sigma_{xi} = E_i \varepsilon_{xi}, \quad i = 1, 2, 3, \quad (9)$$

де κ – кривина деформованої осі штока в позаштатній ситуації навантаження; ε_{xi} – лінійні деформації.

Зінтегрувавши вираз (7) з урахуванням (8) та (9), отримаємо

$$\sigma_{xk} = \frac{M_{zy}}{J_{zk}} \frac{E_k J_{zk}}{\sum_{i=1}^{n=3} E_i J_{zi}}, \quad k = 1, 2, 3, \quad (10)$$

де J_{zi} – екваторіальний момент інерції площі поперечини i -го шару матеріалу.

Деталізуємо (10), описавши геометричні жорсткості під час згинання усіх шарів матеріалу зміцненої ділянки штока:

$$\sigma_{xi} = \frac{64 E_i M_{zy}}{\pi (E_1 d_1^4 + E_2 d_2^4 [1 - \zeta^4] + E_3 d_3^4 [1 - \psi^4])}. \quad (11)$$

Проілюструємо одержаний результат на прикладі ділянки штока, яку ми уже розглядали вище. На відміну від попереднього прикладу, за номінальне приймемо максимальне нормальне напруження, яке виникає під час згинання стрижня без покриття $\sigma_{ном} = 32 M_z / \pi d_3^3$. На рис. 4 суцільними лініями показано схему розподілу абсолютних значень нормальних напружень у поперечині зміцненої двошаровим покриттям ділянки штока під час згинання. Штриховою лінією показано розподіл напружень у стрижні без покриття. Бачимо, що напруження за товщиною кожного окремого шару змінюються лінійно, а на межах різних матеріалів існують розриви – стрибки. Оскільки і під час стискання, що жорсткіший шар матеріалу композиції на згин, то більші напруження у ньому виникають, зокрема, у верхньому твердому шарі покриття максимальні напруження на 34,1 % перевищують номінальні, натомість у податливому прошарку вони на 67,9 % менші за номінальні напруження. Варто також зазначити, що у різних шарах матеріалу стрижня градієнт нормального напруження за товщиною шарів є різним, зокрема в оксиді алюмінію (зовнішньому шарі покриття) він найменший, а в алюмінії (прошарку) – найбільший.

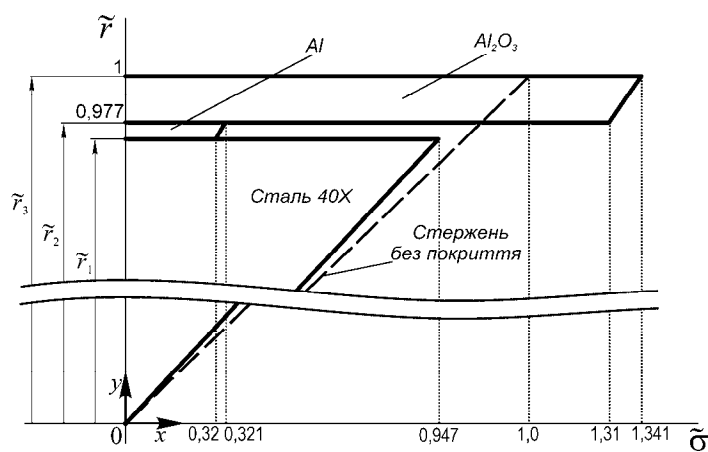


Рис. 4. Схема розподілу нормальних напружень у ділянці штока з покриттям під час згинання у позаштатній ситуації

Тепер розглянемо дотичні напруження, які виникають у матеріалі штока за наявності поперечної сили Q_y (рис. 1, б). Для зручності введемо позначення коефіцієнта зведення:

$$k_i = \frac{E_i}{E_1}, \quad i = 1, 2, 3.$$

Застосовуючи введений коефіцієнт, запишемо низку необхідних нам виразів:

– функція зведеного статичного моменту площі довільної частини поперечини ділянки штока з покриттям:

$$\sum_{i=1}^{n=3} \int_{F^*} k_i y dF_i = \frac{2}{3} (r_1^2 - y^2)^{\frac{3}{2}} H(r_1 - y) + \frac{2}{3} k_2 (r_2^2 - y^2)^{\frac{3}{2}} \times \left[1 - \left(\frac{r_1^2 - y^2}{r_2^2 - y^2} \right)^{\frac{3}{2}} H(r_1 - y) \right] H(r_2 - y) + \\ + \frac{2}{3} k_3 (r_3^2 - y^2)^{\frac{3}{2}} \left[1 - \left(\frac{r_2^2 - y^2}{r_3^2 - y^2} \right)^{\frac{3}{2}} H(r_2 - y) \right],$$

де $r_i = d_i / 2$, $H(x)$ – функція Гевісайда;

– функція зведеної ширини неоднорідної поперечини:

$$\sum_{i=1}^{n=3} k_i b(y) = 2\sqrt{r_1^2 - y^2} H(r_1 - y) + 2k_2 \sqrt{r_2^2 - y^2} \times \left[1 - \sqrt{\frac{r_1^2 - y^2}{r_2^2 - y^2}} H(r_1 - y) \right] H(r_2 - y) + \\ + 2k_3 \sqrt{r_3^2 - y^2} \left[1 - \sqrt{\frac{r_2^2 - y^2}{r_3^2 - y^2}} H(r_2 - y) \right];$$

– зведений екваторіальний момент інерції неоднорідної поперечини:

$$J_z^* = \frac{\pi}{64} [d_1^4 + k_2 d_2^4 (1 - \zeta^4) + k_3 d_3^4 (1 - \psi^4)].$$

Тепер, використовуючи теорію Журавського про дотичні напруження у стрижнях [6, 7], функцію розподілу дотичних напружень можемо подати у такому вигляді:

$$\tau_{xy}(y) = \frac{Q_y \sum_{i=1}^{n=3} \int_{F^*} k_i y dF_i}{J_z^* \sum_{i=1}^{n=3} k_i b(y)}. \quad (12)$$

На рис. 5 суцільними лініями показано розподіл абсолютних значень дотичних напружень у поперечині ділянки штока з покриттям за її поперечного згинання. Тут $\tilde{\tau} = \tau_{xy} / \tau_{ном}$, де за номінальне прийнято максимальне дотичне напруження, яке виникає за поперечного згинання стрижня без покриття $\tau_{ном} = 16Q_y / 3\pi d_3^2$.

На виділеній частині графіка у збільшеному масштабі ділянка AB відображає розподіл дотичних напружень у верхньому шарі покриття штока, ділянка BC – у прошарку, а ділянка CD – в основному матеріалі. Бачимо, що дотичні напруження за товщиною кожного окремого шару змінюються нелінійно, а на межах різних матеріалів існують точки зламу, оскільки розриви має похідна від функції дотичного напруження за координатою y . Для порівняння штриховою лінією показано розподіл дотичних напружень у стрижні без покриття. Необхідно відзначити, що максимальні дотичні напруження у зміцненій ділянці виявились на 4,5 % меншими від напруження у стрижні без покриття.

Застосуємо вищеотримані результати для числової оцінки міцності у конкретних інженерних задачах. Нехай буровий поршневий насос УНБ-600 працює з циліндровою втулкою, внутрішній діаметр якої $D_v = 160$ мм, і забезпечує при цьому тиск $p = 16,5$ МПа. Нормальні стискаючі напруження у новому суцільному штоці бурового поршневого насоса двосторонньої дії визначають за формулою $\sigma = p(D_v / d_{ум})^2$.

У штоці з діаметром поперечини $d_{шт} = 70 \text{ мм}$ такі напруження дорівнюватимуть 87 МПа . Далі, за технічної потреби ділянку штока, яка під час експлуатації контактує з ущільненням, зміцнили формуванням двошарового покриття, отримавши на цій ділянці композицію матеріалів, зображену на рис. 1, а. Використовуючи (4) – (6), одержимо картину напруженого стану у ділянці штока з покриттям (рис. 6, а). Врахуємо значення механічних характеристик матеріалів, які прийемо за критерій статичної міцності: границя текучості для сталі 40Х – 315 МПа ; границя міцності для оксиду алюмінію – 350 МПа ; границя текучості для алюмінію – 80 МПа . На рис. 6, б показано розподіл значень коефіцієнта запасу статичної міцності n , з яким експлуатується композиція матеріалів зміцненої ділянки штока (рис. 6, б).

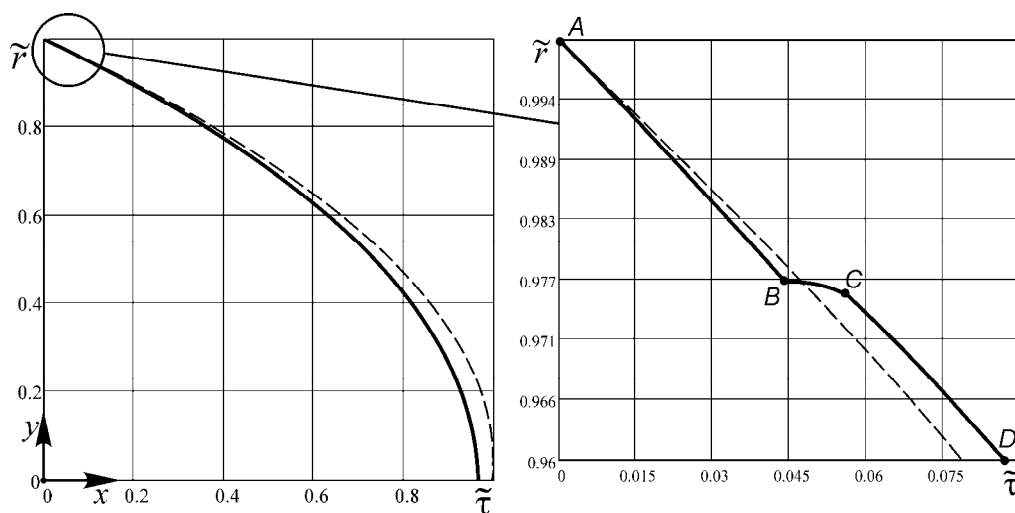


Рис. 5. Розподіл дотичних напружень у матеріалі зміцненої ділянки штока за поперечного згинання у позаштатній ситуації

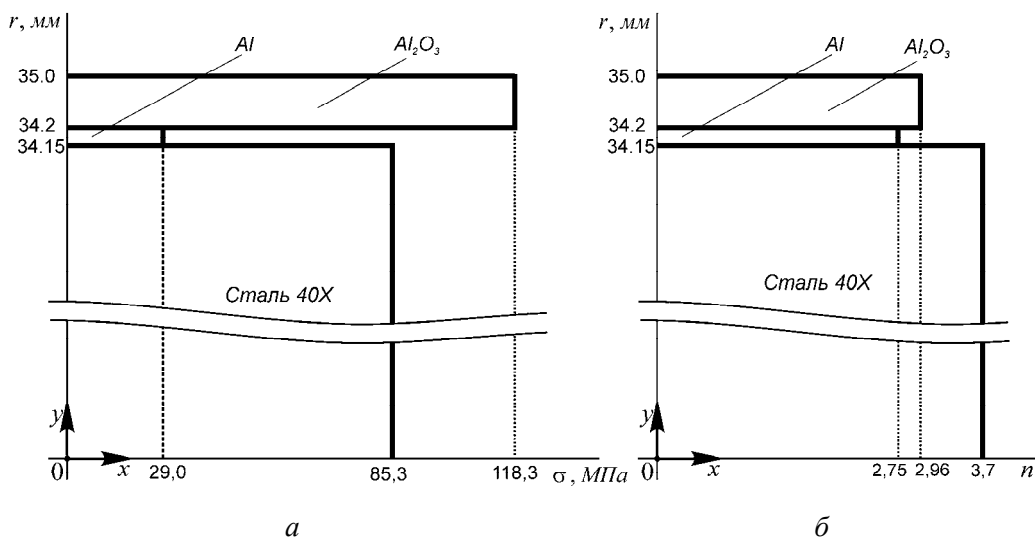


Рис. 6. Оцінка статичної міцності ділянки штока з покриттям за штатних навантажень: а – напружений стан у ділянці штока з покриттям; б – розподіл коефіцієнта запасу міцності

Тепер ускладнимо попереднє завдання. Шток, який працює у вищеописаних умовах, отримує додаткове перевантаження, спричинене зношенням пари тертя “крейцкопф – напрямні станини”. У цьому разі звертаємось до схеми навантаження зміцненої ділянки штока, яку зображено на рис. 1, б. Для одержання конкретних числових оцінок скористаємось низкою результатів, які ми одержали у [4]. Нехай стан штока такий, що з усіх розглянутих у [4] моделей, потрібно вибрати стрижневу модель із шарнірним закріпленням його лівого краю і жорстким закріпленням правого краю (рис. 7).

Результати силового аналізу для штока без покриття подамо в такому вигляді:

$$P_1 = \frac{12EJw_0}{\zeta}; \quad P_2 = \frac{12EJw_0}{\zeta} \cdot \frac{(3l-c)}{2c}; \quad (13)$$

$$M_3 = \frac{12EJw_0(l-c)}{\zeta} \cdot \frac{1}{2}; \quad P_3 = \frac{18EJw_0(l-c)}{\zeta} \cdot \frac{1}{c}, \quad (14)$$

де w_0 – відхилення лівого краю штока внаслідок зношення пари тертя “крейцкопф – напрямні станини”; $\zeta = 4 \left[\frac{1}{k} a^3 + d(a^2 + al + l^2) \right] - c(3l-c)^2$, $l = a + d$, k – відношення жорсткостей на згин ділянок штока.

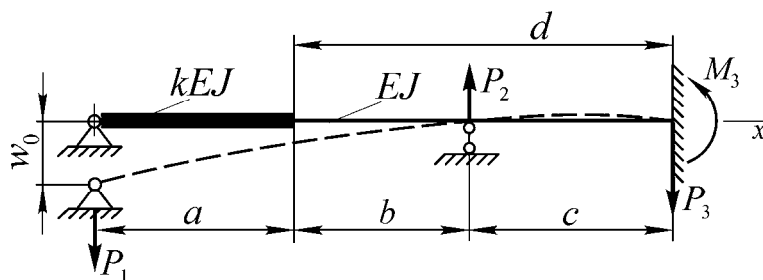


Рис. 7. Модель силового аналізу штока під час виникнення позаштатної ситуації

Варто зазначити, що під час здійснення силового аналізу брали до уваги, що $J / J_z^* \approx 1$.

Вирази згинальних моментів та поперечних сил, що виникають у поперечинах штока, мають такий вигляд:

$$M(x) = -P_1 x + P_2(x-s)H(x-s); \quad (15)$$

$$Q(x) = -P_1 + P_2 H(x-s), \quad (16)$$

де $s = a + b$.

Для штока поршневого насоса УНБ-600 прийемо такі параметри (рис. 7): $a = 575 \text{ мм}$, $d = 1130 \text{ мм}$; у крайньому лівому положенні штока $b = 715 \text{ мм}$, $c = 415 \text{ мм}$; максимальна величина ходу штока $\eta = 400 \text{ мм}$; діаметр надставки штока $D_1 = 120 \text{ мм}$, діаметр штока $D_2 = 70 \text{ мм}$. За зміни положення штока параметри b та c можуть змінюватись на величину ходу штока η . Прийемо значення початкового вертикального зміщення $w_0 = 0,001 \text{ м}$.

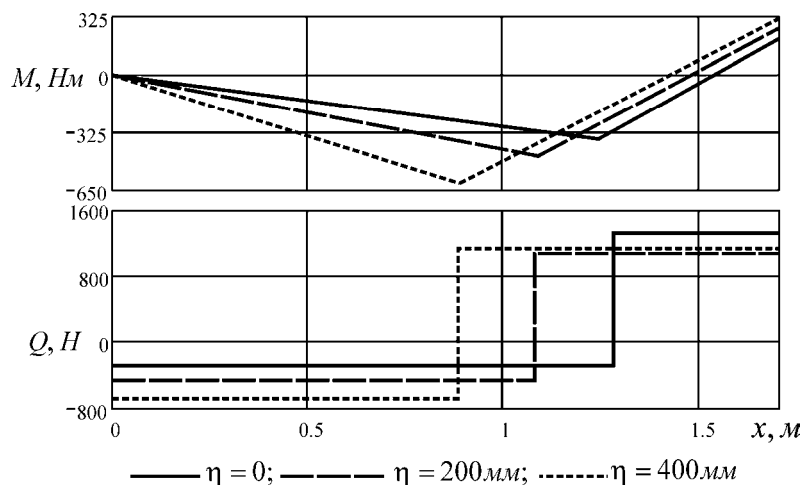


Рис. 8. Згинальні моменти та поперечні сили у штоці під час виникнення позаштатної ситуації

На рис. 8 показано розподіл згинальних моментів та поперечних сил за довжиною штока для його різних положень. Аналіз графіків вказує на те, що найнебезпечніша комбінація згинального моменту і поперечної сили виникає за крайнього правого положення штока на віддалі 0,89 м від його лівого торця. Тут матимемо: $M(0,89) = -616,4 \text{ Нм}$; $Q(0,89) = 1,14 \text{ кН}$.

Більшість точок зміцненої ділянки штока перебувають у складному напруженому стані. Для оцінки міцності скористаємось теорією Губера–Мізеса [7]. Еквівалентні напруження обчислюватимемо за формулою

$$\sigma_{екв} = \sqrt{(\sigma_N + \sigma_M)^2 + 3\tau_{xy}^2}, \quad (15)$$

де нормальні напруження від осьової сили σ_N визначаємо з виразів (4) – (6), нормальні напруження від згину σ_M – за формулою (11), а дотичні напруження τ_{xy} обчислимо, користуючись виразом (12).

На рис. 9, а показано розподіл еквівалентних напружень, обчислених за енергетичною теорією міцності Губера–Мізеса у зміцненій ділянці штока із врахуванням позаштатних напружень, які виникли внаслідок зношення пари тертя “крейцкопф – напрямні станини”. Поряд, на рис. 9, б показано розподіл значень коефіцієнта запасу статичної міцності n^* , з яким експлуатується композиція матеріалів ділянки штока з покриттям у позаштатній ситуації.

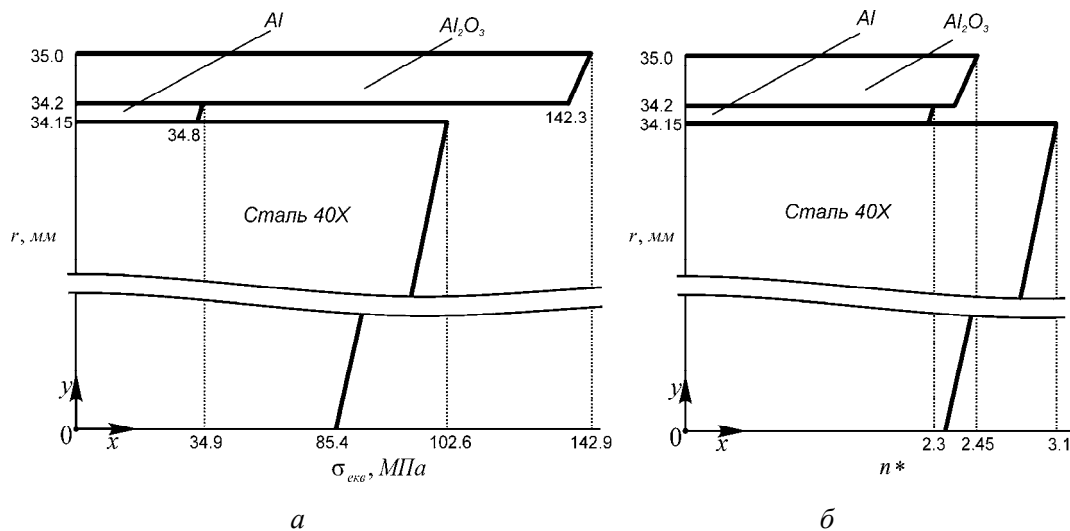


Рис. 9. Оцінка статичної міцності ділянки штока з покриттям з урахуванням позаштатних напружень: а – еквівалентні напруження у ділянці штока з покриттям; б – розподіл коефіцієнта запасу міцності

Аналізуючи одержані оцінки міцності (рис. 6 та 9), можемо зробити висновок про те, що ділянка штока з покриттям задовольняє умову статичної міцності як за звичайних експлуатаційних навантажень штока (рис. 6), так і за змодельованої позаштатної ситуації (рис. 9). Варто звернути увагу на те, що отримана у процесі виготовлення штока композиція матеріалів із проміжним прошарком є доволі вдалою з погляду забезпечення міцності об’єкта загалом. Розкид коефіцієнтів запасу міцності, з якими працюють окремі шари матеріалу, є порівняно невеликим, а відношення максимальних значень до мінімальних не перевищує 1,35. Це вказує на те, що варіюючи на стадії проектування геометричними, фізико-механічними та технологічними чинниками процесу формування покриття, цілком реальною є можливість оптимізації напружено-деформованого стану в системі “основа–шарувате покриття”, результатом чого буде одержання рівномірних композицій.

Зрозуміло, що кінцевим розрахунком, який визначить придатність зміцненої ділянки штока з покриттям до тривалої експлуатації, повинен стати розрахунок на зношування та втомну міцність. За результатами цієї роботи зможемо визначити номінальні нормальні і дотичні напруження для

проведення такого розрахунку, тоді після описання характеру циклічних навантажень і визначення границь витривалості і коефіцієнтів їх зменшення можна без особливих труднощів здійснити такий розрахунок.

Автори усвідомлюють, що сполучення у композитній системі жорсткого і маложорсткого матеріалів призводить до певних похибок покладеної в основу наших розрахунків технічної теорії брусів. Однак застосування саме цієї теорії дало змогу одержати компактні аналітичні розв'язки, придатні для оцінки міцності об'єкта загалом. Відмова від гіпотези жорсткої нормалі на етапі моделювання з метою врахування згинної депланації поперечних перерізів композиційної ділянки (можливо і ефекту обтиску) вимагає використання багатших математичних моделей бруса, що внесе до кінцевих результатів невеличкі поправки, однак зробить розрахунок значно громіздкішим.

Висновки. У роботі запропоновано та детально опрацьовано технічну модель істотно неоднорідного стрижня для дослідження напружено-деформованого стану зміцненої ділянки штока бурового насоса двосторонньої дії. Зміцнення штока здійснено формуванням двошарового покриття на сталевій основі: основа – сталь 40Х; зносостійкий поверхневий шар – оксид алюмінію; прошарок – алюміній. У використаній моделі поперечиною стрижня є багатозв'язна область, де параметри пружності та міцності змінюються від шару до шару. Поведінку такої моделі спершу розглянуто за звичного експлуатаційного навантаження штока, а потім під час виникнення позаштатної ситуації, яка спричинена спрацюванням деталей пари тертя “крейцкопф – напрямні станини”. Отримано розподіл нормальних, дотичних та еквівалентних напружень у неоднорідному матеріалі ділянки штока з покриттям. Здійснено оцінку міцності такої ділянки, як за звичайних експлуатаційних навантажень, так і з урахуванням позаштатних напружень. Потрібно зауважити, що у межах використаної моделі, користуючись одержаними в роботі результатами, можна легко перейти до оцінки напружено-деформованого стану ділянки штока з шаруватим покриттям, яке містить довільну кількість шарів.

Завданням подальших етапів досліджень є спроба уточнити розглянуті завдання та оптимізувати напружено-деформований стан у системі “основа – двошарове покриття” з урахуванням впливу залишкових напружень, які виникають у процесі формування шаруватих покриттів, та варіюванням градієнтних властивостей фізико-механічних характеристик композиції матеріалів, яку одержують у результаті зміцнення штока.

1. Михайлов А.Н. Основы синтеза функционально-ориентированных технологий машиностроения / А.Н. Михайлов. – Донецк: ДонНТУ, 2009. – 346 с. 2. Zhenqian Wu. Structure and mechanical properties of ceramic coatings fabricated by plasma electrolytic oxidation on aluminized steel / Wu Zhenqian, XiaYuan, Li Guang, Xu Fangtao // Applied Surface Science. – 253 (2007). – P. 8398–8403. 3. Роп'як Л. Я. Конструювання двошарових покриттів алюмінію – оксид алюмінію / Л. Я. Роп'як // Машиностроение и техносфера XXI века: сб. тр. XIX Междунар. науч.-техн. конф. в г. Севастополе 17 – 22 сентября 2012 г.: в 3-х т. – Донецк: ДонНТУ, 2012. – Т. 2. – С. 356–357. 4. Величкович А.С. Аналіз позаштатного напружено-деформованого стану штока поршневого насоса двосторонньої дії, спричиненого зносом пари тертя “крейцкопф-напрямні” / А.С. Величкович, В.В. Остапович, Л. Я. Роп'як // Прогресивні технології і системи машинобудування. – Донецьк: Донецький національний технічний університет, 2012. – Вип. 1, 2 (44). – С. 36–50. 5. Тимошенко С. П. Механика материалов / С. П. Тимошенко, Д. М. Гере. – М.: Мир, 1976. – 550 с. 6. Хан Х. Теория упругости: Основы линейной теории и ее применение / пер. с нем. // Х. Хан. – М.: Мир, 1988. – 344 с. 7. Работнов Ю. Н. Механика деформируемого твердого тела / Ю. Н. Работнов. – М.: Наука, 1988. – 712 с.