

УДК 622.242.6-192

А.С. Величкович, В.В. Остапович, Л.Я. Роп'як

ІФНТУНГ, Україна

Тел. +380505408007; E-mail: [publishlab@nung.edu.ua](mailto:publishlab@nung.edu.ua)

### АНАЛІЗ ПОЗАШТАТНОГО НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ШТОКА ПОРШНЕВОГО НАСОСА ДВОСТОРОННЬОЇ ДІЇ, СПРИЧИНЕНОГО ЗНОСОМ ПАРИ ТЕРТЯ «КРЕЙЦКОПФ – НАПРЯМНІ»

*В роботі запропоновано моделі штока поршневого насоса двосторонньої дії як пружної системи. Визначено зусилля, що виникають у штоці при його зміщенні внаслідок зносу пари тертя «крейцкопф - напрямні». Проведено аналіз зміни зусиль в залежності від величини зносу цієї пари тертя та для різних положень штока (ліве крайнє, проміжне та праве крайнє). Досліджено розподіл позаштатних дотичних і нормальних напружень в штоці. Встановлено, що позаштатні напруження досягають досить великих значень і їх необхідно враховувати при оцінці міцності штока. Отримано вирази для визначення переміщень довільного поперечного перерізу штока при зносі крейцкопфа та напрямних станини і показано розподіл прогинів і кутів повороту поперечних перерізів штока вздовж його поздовжньої осі.*

**Ключові слова:** поршковий насос, шток, пара тертя, знос, нормальні напруження, дотичні напруження, прогин, кут повороту.

**1. Вступ.** Поршкові насоси двосторонньої дії широко використовуються при бурінні геологорозвідувальних та експлуатаційних свердловин. До зносостійкості їх деталей ставляться підвищені вимоги. Ці насоси складаються з гідравлічної і механічної частин, які з'єднуються між собою і монтуються на зварній рамі. В циліндричні розточки гідравлічної коробки встановлюються змінні циліндрові втулки, в яких рухаються поршні, закріплені на штоках. Для забезпечення необхідного тиску і подачі насоса вибирають необхідний внутрішній діаметр циліндрових втулок. Зовнішні розміри циліндрових втулок однакові. Центрування цих втулок здійснюється по зовнішньому діаметру. Місце виходу штока із гідравлічної частини насоса ущільнюються гумовими манжетами, які встановлюються між кільцями і монтуються у корпусі ущільнення, котре центрується по зовнішньому діаметру. Шток поршня з'єднується із крейцкопфом через надставку штока. Для запобігання попадання води і бурового розчину у крейцкопфну камеру, остання відокремлена перегородкою, на якій кріпиться ущільнення що самовстановлюється. В праці [1] досліджувались причини низької зносостійкості вузла штока. В праці [2] досліджувався вплив зміщення опор на величину реакції, а в праці [3] – зміщення осі крейцкопфа на кінематичні та силові параметри поршневого насоса. Однак у літературі практично відсутні дані про напружено-деформований стан штока при зносі крейцкопфа і напрямних станини насоса.

Метою даної роботи є дослідження позаштатного напружено-деформованого стану штока, спричиненого зносом пари тертя: крейцкопф – напрямні станини насоса.

**2. Основний зміст і результати роботи.** Шток 4 з'єднує поршень 7 через надставку штока 3 з крейцкопфом 2, який рухається в напрямних 1 станини насоса. Ущільнення штока 5 співвісне із змінною циліндровою втулкою 6 (рис.1). Ущільнення надставки штока, що само встановлюється, на рис. 1 умовно не зображене.

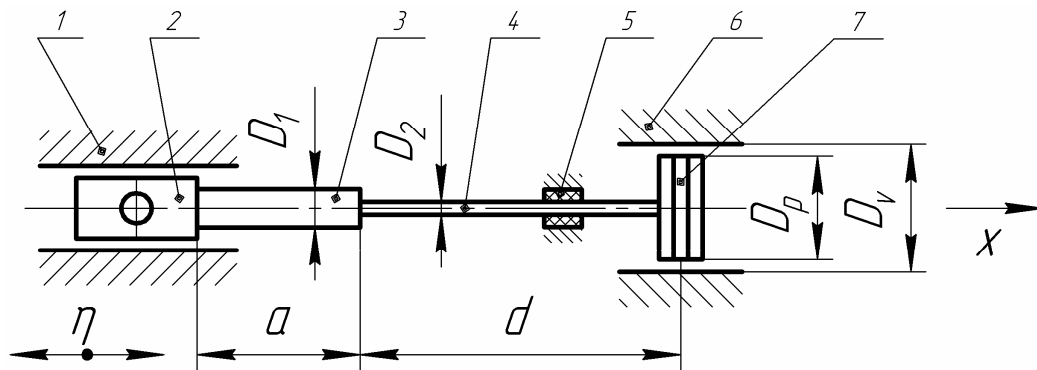


Рис. 1. Схема встановлення штока в насосі: 1 – напрямні станини; 2 – крейцкопф; 3 – надставка штока; 4 – шток; 5 – ущільнення штока; 6 – циліндрова втулка; 7 – поршень

В процесі роботи шток піддається циклічному знакозмінному навантаженню і в ньому виникають штатні напруження. Стискаючі осьові напруження виникають при русі поршня у напрямку безштокової насосної камери, а розтягуючі – при русі поршня у напрямку штокової насосної камери. На рис. 2 представлені значення цих напружень при забезпеченні насосом різних величин тиску  $p$  в залежності від діаметра змінної циліндрової втулки  $D_v$ .

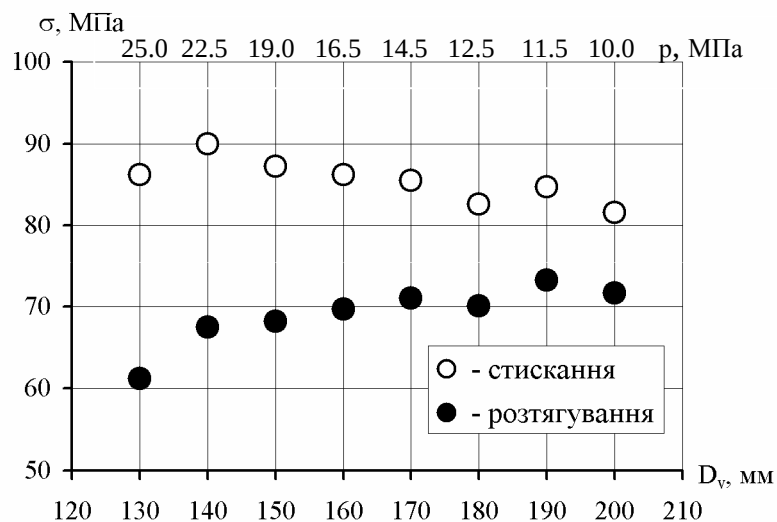


Рис. 2. Штатні напруження в штоці насоса УНБ-600

Дослідимо позаштатний напружено-деформований стан штока бурового насоса, який виникає при зношуванні пари тертя крейцкопф – напрямні станини. Такому штоку, що зазнає згинання внаслідок зміщення крейцкопфа від рівня горизонтальної осі, поставимо у відповідність двоступінчастий, тричі статично невизначуваний стержень (рис. 3).

Ліва опора цього стержня зазнає примусового вертикального лінійного переміщення  $w_0$ . Вважаємо, що вертикальна складова зовнішнього навантаження, яка передається від шатуна через палець на крейцкопф, забезпечує ефект двостороннього зв'язку на лівій опорі, тому схематизуємо лівий край штока жорстким закріпленням. Згодом ми ще повернемося до розгляду можливих варіацій моделювання закріплення лівого краю

штока. Також вважаємо, що податливість ущільнюючих матеріалів штока є високою і практично не перешкоджає вільному повороту попереччя штока, яке контактує з ущільненням. Разом із цим вважатимемо, що наявність металевго сердечника поршня і натяг його герметизуючих елементів є таким, що кут повороту у парі поршень – циліндрова втулка не допускається. Оскільки оцінка гнучкості реальних конструкцій штоків бурових насосів вказує на те, що їх слід віднести до класу стержнів низької гнучкості – поздовжнє згинання не враховуємо.

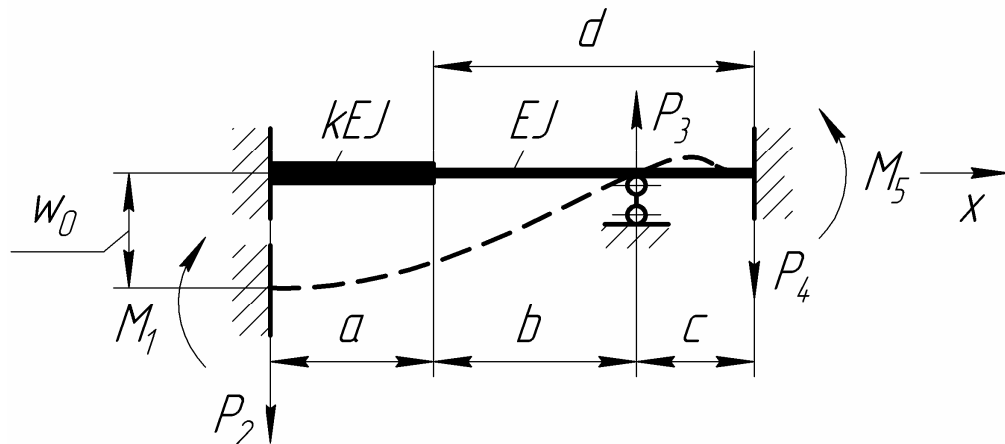


Рис. 3. Модель для дослідження позаштатного напружено-деформованого стану штока при жорсткому закріпленні його лівого і правого країв

Поведінка вибраної стержневої моделі штока (рис. 3) в описаній ситуації буде близькою до поведінки реального об'єкта і дозволить оцінити та проаналізувати основні параметри поставленої задачі.

Для визначення внутрішніх зусиль в статично невизначуваному стержні скористаємось класичним методом сил. Користуючись принципом незалежності дії сил в лінійних системах запишемо канонічні рівняння, які накладають обмеження на поведінку стержня відповідно до заданої ситуації:

$$\Delta_{1[M_1, P_2, \dots, P]} = \Delta_{11} + \Delta_{12} + \Delta_{13} + \Delta_{1P} = 0; \quad (1)$$

$$\Delta_{2[M_1, P_2, \dots, P]} = \Delta_{21} + \Delta_{22} + \Delta_{23} + \Delta_{2P} = w_0; \quad (2)$$

$$\Delta_{3[M_1, P_2, \dots, P]} = \Delta_{31} + \Delta_{32} + \Delta_{33} + \Delta_{3P} = 0. \quad (3)$$

Рівняння (1) вказує на те, що переміщення крайнього лівого попереччя стержня в напрямку дії моменту  $M_1$  –  $\Delta_{1[M_1, P_2, \dots, P]}$  складається з переміщень відповідно від дії моменту  $M_1$ , сил  $P_2$ ,  $P_3$  та зовнішнього навантаження –  $\Delta_{11}$ ,  $\Delta_{12}$ ,  $\Delta_{13}$  та  $\Delta_{1P}$  і в результаті дорівнює нулеві. Аналогічно, рівняння (2) означає, що переміщення крайнього лівого попереччя стержня в напрямку дії сили  $P_2$  –  $\Delta_{2[M_1, P_2, \dots, P]}$  повинно дорівнювати  $w_0$ , а рівняння (3) описує, що прогин над середньою опорою стержня дорівнює нулеві. Врахуємо відсутність зовнішніх навантажень та представимо рівняння (1) – (3) в позначках питомих переміщень:

$$\begin{cases} \delta_{11}M_1 + \delta_{12}P_2 + \delta_{13}P_3 = 0; \\ \delta_{21}M_1 + \delta_{22}P_2 + \delta_{23}P_3 = w_0; \\ \delta_{31}M_1 + \delta_{32}P_2 + \delta_{33}P_3 = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Для визначення коефіцієнтів системи рівнянь (4) скористаємося методом Максвелла-Мора [4]. При запису виразів для коефіцієнтів  $\delta_{ij}$  використаємо локальні системи координат в межах частин стержня, на яких функція згинальних моментів є неперервна, а жорсткість стержня стала:

$$\delta_{11} = \frac{1}{EJ} \left[ \frac{1}{k} \int_0^a \overline{M}_1^2 dx + \int_0^d \overline{M}_1^2 dx \right]; \quad (5)$$

$$\delta_{22} = \frac{1}{EJ} \left[ \frac{1}{k} \int_0^a (\overline{P}_2 x)^2 dx + \int_0^d (\overline{P}_2 (a+x))^2 dx \right]; \quad (6)$$

$$\delta_{33} = \frac{1}{EJ} \left[ \int_0^c (\overline{P}_3 x)^2 dx \right]; \quad (7)$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = -\frac{1}{EJ} \left[ \frac{1}{k} \int_0^a \overline{M}_1 \overline{P}_2 x dx + \int_0^d \overline{M}_1 \overline{P}_2 (a+x) dx \right]; \quad (8)$$

$$\delta_{13} = \delta_{31} = \frac{1}{EJ} \left[ \int_0^c \overline{M}_1 \overline{P}_3 x dx \right]; \quad (9)$$

$$\delta_{23} = \delta_{32} = -\frac{1}{EJ} \int_0^c \overline{P}_2 (a+b+x) \overline{P}_3 x dx, \quad (10)$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу штока;  $J$  – осьовий момент інерції;  $k$  – відношення жорсткостей ділянок штока.

Підставляючи вирази (5) – (10) до системи (4) та розв'язуючи її чисельним методом, одержимо значення реакцій  $M_1$ ,  $P_2$  та  $P_3$  в крайній лівій та середній опорах стержня. Реакції  $P_4$  та  $M_5$  у крайній правій опорі, будемо знаходити з рівнянь статичної рівноваги стержня.

Для ілюстрування отриманих результатів виберемо за приклад конструкцію штока (рис.1) поршневого насоса двосторонньої дії УНБ-600 з такими параметрами [5]:  $a = 575$  мм,  $d = 1130$  мм; в крайньому лівому положенні штока  $b = 715$  мм,  $c = 415$  мм; максимальна величина ходу штока  $z = 400$  мм;  $D_1 = 120$  мм,  $D_2 = 70$  мм,  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа,  $\mu = 0,3$ . При зміні положення штока параметри  $b$  та  $c$  можуть змінюватись на величину ходу штока.

Розпочнемо аналіз з розгляду внутрішніх зусиль та напружень.

Щоб чітко відчувати числовий порядок позаштатних зусиль, які виникають у штоці, подамо у тексті такий результат. При заданому відхиленні  $w_0 = 0,001$  м, у крайньому правому положенні штока ( $b = 315$  мм,  $c = 815$  мм) в опорах виникають такі реакції:  $M_1 = 7,66$  кНм,  $P_2 = 10,4$  кН,  $P_3 = 13,33$  кН,  $P_4 = 2,93$  кН,  $M_5 = 797,05$  Нм. На рис. 4 зображено залежності величин реакцій  $M_1$  та  $P_2$  в крайній лівій опорі штока від величини його ходу при відхиленні  $w_0 = 0,001$  м. Тут на осі абсцис за нуль прийняте

значення ходу  $z$ , яке відповідає крайньому лівому положенню штока. Бачимо, що обидві реакції монотонно зростають при переході штока з крайнього лівого у крайнє праве положення. Слід відзначити, що напрям реакцій не змінюється.

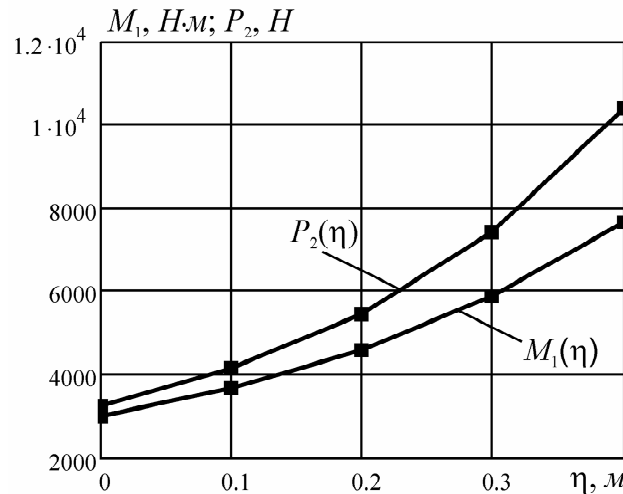


Рис. 4. Залежність реакцій у крайній лівій опорі штока від величини його ходу

На рис. 5 подано залежність величини реакції  $P_3$  в середній опорі штока від величини його ходу. Тут характер зміни реакції схожий до ситуації в лівій опорі. Зокрема, при  $z = 0$  маємо  $P_3 = 7,46 \text{ кН}$ , а при  $z = 400 \text{ мм}$  відповідно  $P_3 = 13,33 \text{ кН}$ . Отже, при переході штока із крайнього лівого положення у крайнє праве, реакція у середній опорі (ущільненні штока) зростає на 44%.

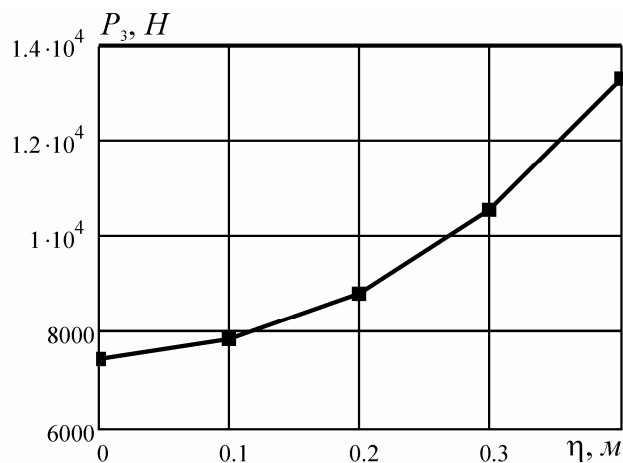


Рис. 5. Залежність реакції у середній опорі штока від величини його ходу

На рис. 6 представлено залежності величин реакцій  $P_4$  та  $M_5$  у крайній правій опорі штока від величини його ходу. Тут при переході штока від крайнього лівого до крайнього правого положення вертикальна реакція зменшується, а реактивний момент зростає. Слід зазначити, що порівняно з іншими реакціями  $P_4$  та  $M_5$  за рахунок зміщення штока зазнають найменших змін.

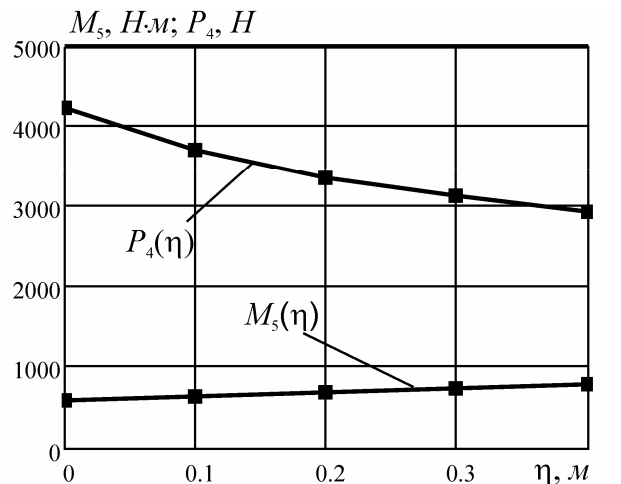


Рис. 6. Залежність реакцій у правій опорі штока від величини його ходу

На рис. 7 показано залежність реакцій в опорах штока від величини відхилення  $w_0$ . Для ілюстрації вибрано випадок коли шток знаходиться у крайньому лівому положенні. Загалом, аналізуючи графічні залежності (рис. 4 – рис. 7) бачимо, що реакції в опорах штока мають квадратичну залежність від величини ходу  $\eta$  і залежать лінійно від величини початкового відхилення  $w_0$ , спричиненого зносом пари тертя “крейцкопф – напрямні”.

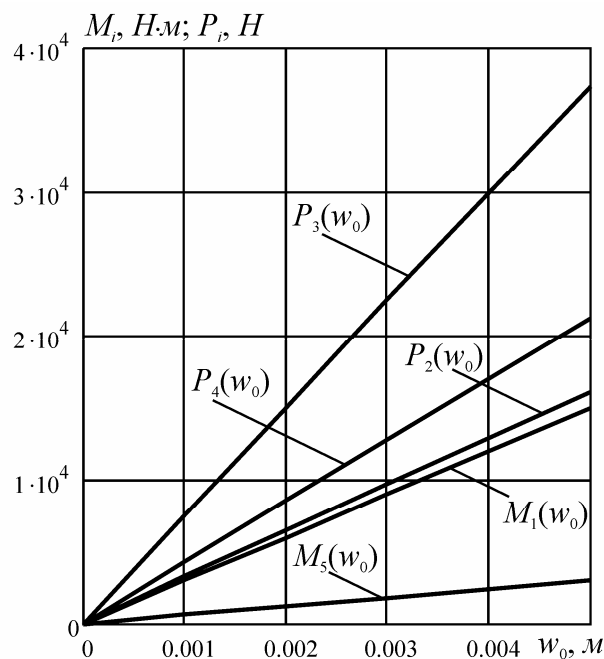


Рис. 7. Залежність реакцій в опорах штока від величини початкового відхилення

Вирази згинальних моментів, що виникають у поперечнях штока подамо у такому вигляді

$$M(x) = \begin{cases} M_1 - P_2 x, & \text{якщо } 0 \leq x \leq \psi; \\ M_1 - P_2 x + P_2(x - \psi), & \text{якщо } \psi \leq x \leq l, \end{cases} \quad (11)$$

де  $\psi = a + b$ ;  $l = a + d$ .

Таким моментам відповідають позаштатні нормальні напруження у крайніх волокнах штока:

$$\sigma(x) = \begin{cases} \frac{32}{\pi D_1^3} (M_1 - P_2 x), & \text{якщо } 0 \leq x \leq a; \\ \frac{32}{\pi D_2^3} (M_1 - P_2 x), & \text{якщо } a \leq x \leq \psi; \\ \frac{32[M_1 - P_2 x + P_3(x - \psi)]}{\pi D_2^3}, & \text{якщо } \psi \leq x \leq l. \end{cases} \quad (12)$$

На рис. 8 представлено розподіл згинальних моментів за довжиною штока при його різних положеннях. Максимальні значення згинальних моментів виникають при правому крайньому положенні штока.

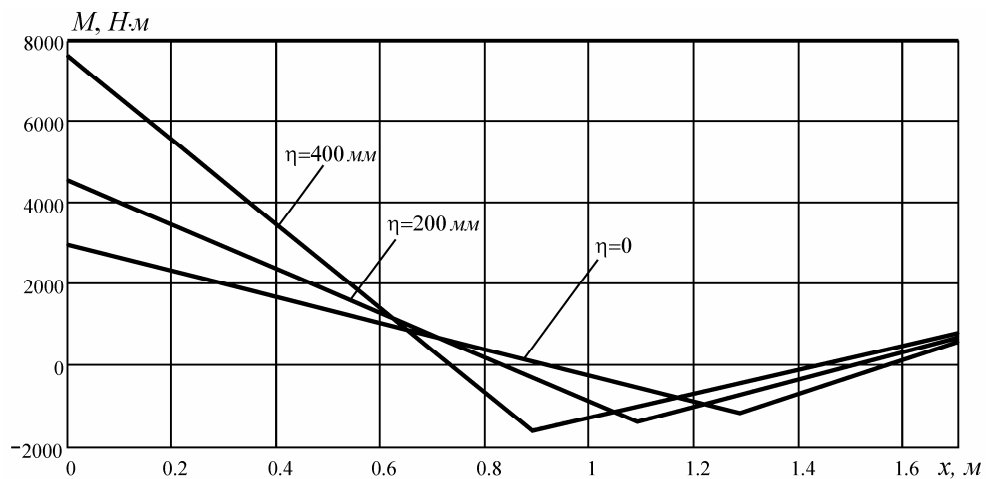


Рис. 8. Згинальні моменти у поперечнях штока при його різних положеннях

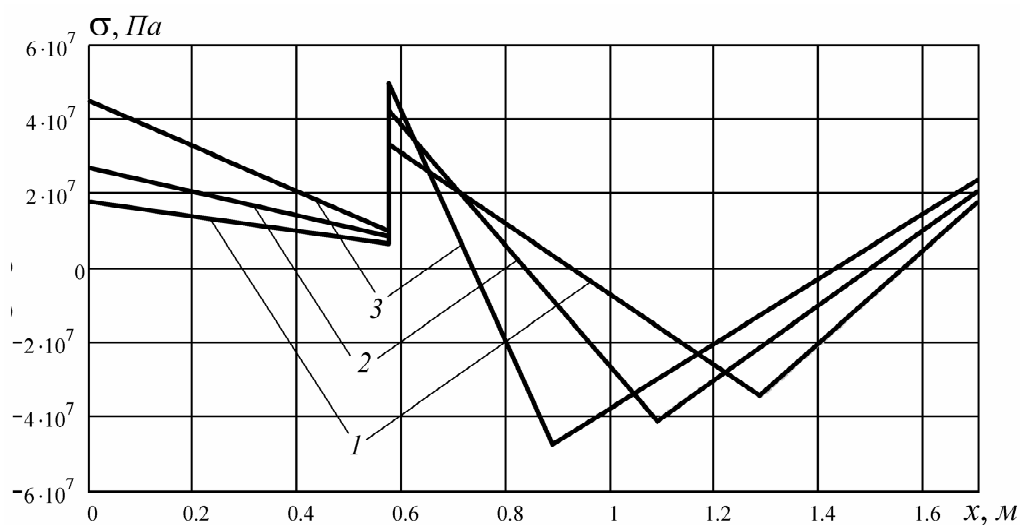


Рис. 9. Розподіл позаштатних нормальних напружень за довжиною штока: 1 – крайнє ліве положення штока; 2 – проміжне положення штока; 3 – крайнє праве положення штока

На рис. 9 показано розподіл максимальних нормальних напружень за довжиною штока при його різних положеннях. Бачимо, що найбільші нормальні напруження в матеріалі штока виникають при його крайньому правому положенні, а найменші у крайньому лівому. При переході з лівого крайнього у праве крайнє положення нормальні напруження монотонно зростають. Оцінка числових значень позаштатних нормальних напружень вказує на те, що вони можуть мати суттєвий вплив на показники міцності штока.

Слід відмітити що позаштатні нормальні напруження (рис. 9) набирають великих значень у порівнянні із штатними (рис. 2).

Максимальні дотичні напруження виникають на горизонтальному діаметрі поперечтя штока і спадають від центра ваги до границь поперечтя. В загальному вигляді цю залежність можна подати так [6]

$$(\tau_i)_{0 \leq z \leq \frac{1}{2}D_i} = \frac{(3+2\mu)Q_i}{2(1+\mu)\pi D_i^4} (D_i^2 - \frac{1-2\mu}{3+2\mu} z^2),$$

де  $\mu$  – коефіцієнт Пуассона матеріалу штока;  $Q_i$  – поперечна сила;  $D_i$  – діаметр  $i$ -го поперечтя;  $z$  – координата довільної точки на горизонтальному діаметрі поперечтя штока. Тоді розподіл максимальних дотичних напружень вздовж повздовжньої осі штока запишемо у такому вигляді

$$\tau(x) = \begin{cases} -\frac{(3+2\mu)P_2}{2(1+\mu)\pi D_1^2}, & \text{якщо } 0 \leq x \leq a; \\ -\frac{(3+2\mu)P_3}{2(1+\mu)\pi D_2^2}, & \text{якщо } a \leq x \leq \psi; \\ \frac{(3+2\mu)(P_3 - P_2)}{2(1+\mu)\pi D_2^2}, & \text{якщо } \psi \leq x \leq l. \end{cases} \quad (13)$$

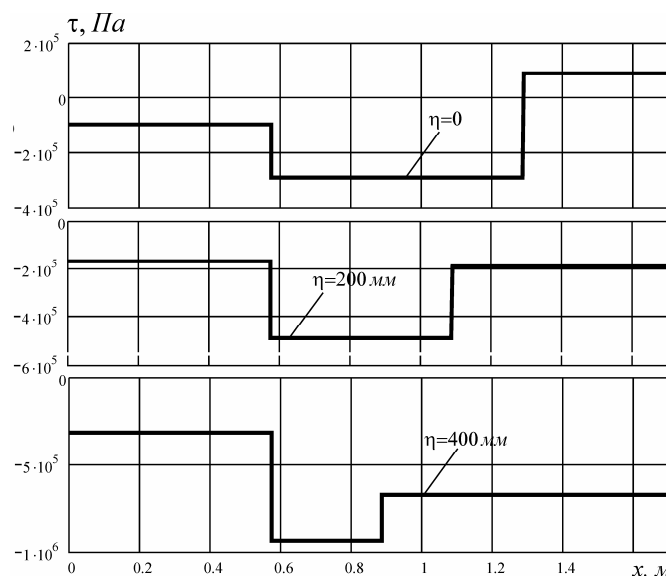


Рис. 10. Розподіл позаштатних дотичних напружень за довжиною штока для його різних положень



На рис. 10 представлено розподіл максимальних дотичних напружень вздовж повздовжньої осі штока. Максимальні дотичні напруження, так само як нормальні, виникають коли шток перебуває в правому крайньому положенні. Тут слід наголосити, що проаналізований напружений стан штока є позаштатним, тому визначати еквівалентні напруження і оцінювати міцність в даному разі немає сенсу. Для такої оцінки позаштатні напруження слід розглянути сумісно з експлуатаційними.

Перейдемо до визначення переміщень штока. Для запису функцій прогинів та кутів повороту вздовж повздовжньої осі штока скористаємось методом початкових параметрів. На лівому торці штока усі чотири початкові параметра уже відомі:

$$w(0) = w_0; \quad \frac{dw}{dx}(0) = 0; \quad \left[ EJ(x) \frac{d^2 w}{dx^2} \right]_{x=0} = M_1; \quad \frac{d}{dx} \left[ EJ(x) \frac{d^2 w}{dx^2} \right]_{x=0} = -P_2.$$

Вирази для прогинів та кутів повороту поперечних перерізів штока запишемо у такому вигляді:

$$w(x) = w_0 + \frac{1}{kJ} \left( \frac{M_1 x^2}{2} - \frac{P_2 x^3}{6} \right) - \frac{1}{EJ} \left[ \left( 1 - \frac{1}{k} \right) \left[ \frac{P_2 (x-a)^3}{6} + \frac{P_2 a (x-a)^2}{2} - \frac{M_1 (x-a)^2}{2} \right] H(x-a) - \frac{P_3 (x-\psi)^3}{6} H(x-\psi) \right]; \quad (14)$$

$$\theta(x) = \frac{dw}{dx} = \frac{1}{kJ} \left( M_1 x - \frac{P_2 x^2}{2} \right) - \frac{1}{EJ} \left[ \left( 1 - \frac{1}{k} \right) \left[ \frac{P_2 (x-a)^2}{2} + P_2 a (x-a) - M_1 x \right] H(x-a) - \frac{P_3 (x-\psi)^2}{2} H(x-\psi) \right], \quad (15)$$

де  $H(x-a)$  – функція Гевісайда.

На рис. 11 подано розподіл кутів повороту поперечних перерізів штока вздовж його осі ( $w_0 = 0,001$  м). Характерним є те, що у місці з'єднання частин штока різної жорсткості на графіках яскраво виражена кутова точка, у місцезнаходженні середньої опори маємо точку перегину, а у перерізах де згинальні моменти і нормальні напруження дорівнюють нулеві виникають екстремальні значення кутів повороту.

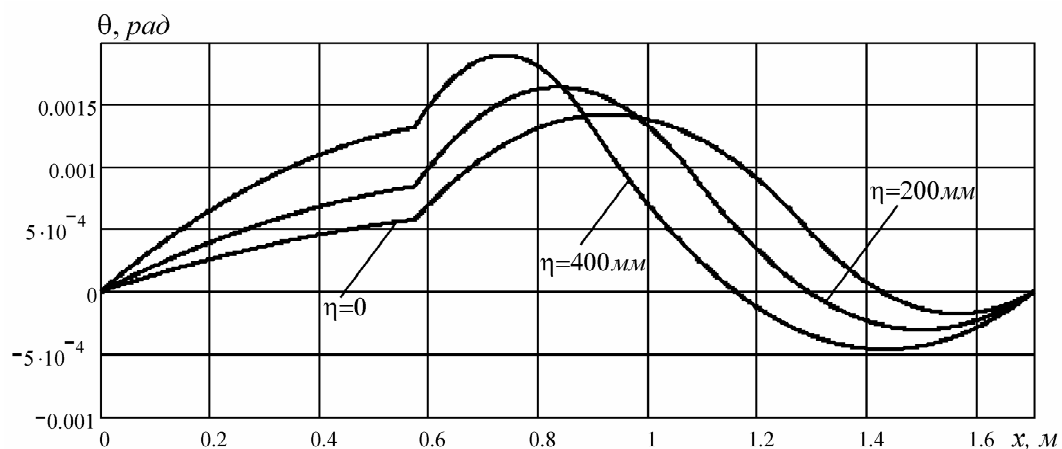


Рис. 11. Кути повороту поперечних перерізів штока при його різних положеннях

З погляду експлуатаційних особливостей штока цікавою є зміна кута повороту над середньою опорою. Наприклад, в крайньому правому положенні штока при початкових відхиленнях  $w_0$  рівних 1 мм та 5 мм відповідні кути повороту для середньої опори становлять  $1,31 \cdot 10^{-3} \text{ рад}$  та  $6,55 \cdot 10^{-3} \text{ рад}$ , а залежність між початковим відхиленням  $w_0$  і кутом повороту довільного попереччя  $\theta(x)$  є лінійною.

На рис. 12 подано розподіл прогинів штока вздовж його поздовжньої осі. На ділянці графіків, що відповідає частині штока між крайньою лівою та середньою опорою, прогини змінюються монотонно, а на ділянці – між середньою і правою опорами, спостерігаємо наявність екстремумів, які відповідають нульовим значенням кутів поворотів поперечних перерізів штока.

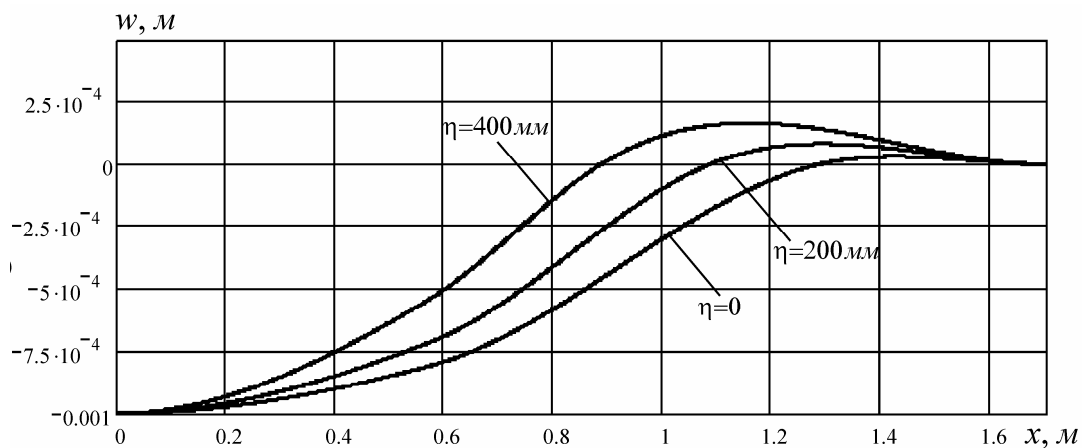


Рис. 12. Прогини штока при його різних положеннях

Повернемося до моделювання об'єкта дослідження. Вибрана нами стержнева модель буде адекватною в початковий період експлуатації насоса при правильному виборі мінімальних зазорів у зворотно-поступальній парі тертя “крейцкопф – напрямні станини насоса”. Однак після тривалого періоду експлуатації та значного зносу напрямних станини та накладок крейцкопфа лівий край штока під час руху здійснюватиме повороти. У цьому разі, для забезпечення адекватності моделі, закріплення лівого краю штока слід схематизувати шарнірною опорою рис. 13.

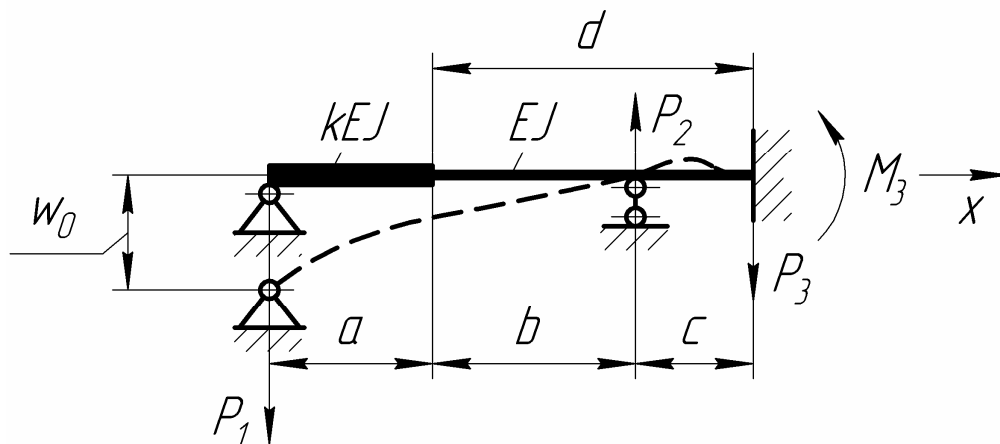


Рис. 13. Модель для дослідження позаштатного напружено-деформованого стану штока при шарнірному закріпленні його лівого і жорсткому закріпленні правого країв

Задача порівняно із попередньою спрощується. Ключова система рівнянь (4) тепер матиме такий вигляд:

$$\begin{cases} \delta_{11}P_1 + \delta_{12}P_2 = w_0; \\ \delta_{21}P_1 + \delta_{22}P_2 = 0, \end{cases} \quad (16)$$

а замість виразів: (5) – (10) матимемо:

$$\delta_{11} = \frac{1}{EJ} \left[ \frac{1}{k} \int_0^a (\bar{P}_1 x)^2 dx + \int_0^d (\bar{P}_1 (a+x))^2 dx \right]; \quad (17)$$

$$\delta_{22} = \frac{1}{EJ} \left[ \int_0^c (\bar{P}_2 x)^2 dx \right]; \quad (18)$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = -\frac{1}{EJ} \int_0^c (\bar{P}_2 x) (\bar{P}_1 (l-c+x))^2 dx. \quad (19)$$

Розв'язок представимо аналітично:

$$P_1 = \frac{12EJw_0}{\zeta}, \quad P_2 = \frac{12EJw_0}{\zeta} \cdot \frac{(3l-c)}{2c}; \quad (20)$$

$$M_3 = \frac{12EJw_0}{\zeta} \cdot \frac{(l-c)}{2}, \quad P_3 = \frac{18EJw_0}{\zeta} \cdot \frac{(l-c)}{c}, \quad (21)$$

$$\text{де } \zeta = 4 \left[ \frac{1}{k} a^3 + d(a^2 + al + l^2) \right] - c(3l-c)^2.$$

На відміну від уже розглянутого випадку для запису функцій прогинів та кутів повороту поперечних перерізів штока на його лівому торці відомі лише три початкові параметри:

$$w(0) = w_0, \quad \frac{d^2 w}{dx^2}(0) = 0, \quad \frac{d}{dx} \left[ EJ(x) \frac{d^2 w}{dx^2} \right]_{x=0} = -P_1.$$

Із крайової умови  $w(\psi) = 0$  отримаємо четвертий початковий параметр

$$\theta_0 = \frac{dw}{dx}(0) = \frac{1}{\psi} \left[ -w_0 + \frac{1}{EJ} \left[ \frac{1}{k} \frac{P_1 \psi^3}{6} + \left(1 - \frac{1}{k}\right) \frac{P_1 b^3}{6} + \left(1 - \frac{1}{k}\right) \frac{P_1 a b^2}{2} \right] \right]. \quad (22)$$

Тепер вирази для прогинів та кутів повороту штока запишемо у такому вигляді:

$$\begin{aligned} w(x) = w_0 + \theta_0 x - \frac{1}{kJ} \frac{P_1 x^3}{6} - \frac{1}{EJ} \left[ \left(1 - \frac{1}{k}\right) \frac{P_1 (x-a)^3}{6} H(x-a) + \right. \\ \left. + \left(1 - \frac{1}{k}\right) \frac{P_1 a (x-a)^2}{2} H(x-a) - \frac{P_2 (x-\psi)^3}{6} H(x-\psi) \right]; \end{aligned} \quad (23)$$

$$\begin{aligned} \theta(x) = \frac{dw}{dx} = \theta_0 - \frac{1}{kJ} \frac{P_1 x^2}{2} - \frac{1}{EJ} \left[ \left(1 - \frac{1}{k}\right) \frac{P_1 (x-a)^2}{2} H(x-a) + \right. \\ \left. + \left(1 - \frac{1}{k}\right) P_1 a (x-a) H(x-a) - \frac{P_2 (x-\psi)^2}{2} H(x-\psi) \right]. \end{aligned} \quad (24)$$

Аналіз одержаних результатів за формулами (20) – (24) показав, що позаштатні напруження зменшуються порівняно із попереднім випадком, якісно та кількісно змінюється і картина переміщень.

На рис. 14 зображено розподіл позаштатних нормальних напружень вздовж осі штока ( $w_0 = 0,001$  м), який одержаний для різних стержневих моделей штока. Штриховою лінією позначено напруження, що виникають коли  $\theta_0 = dw/dx = 0$ , суцільна лінія відповідає напруженням у випадку коли  $\theta_0$  визначається формулою (22). Напруження суттєво вищі для випадку жорсткого закріплення лівого торця штока порівняно з випадком коли лівий край може повертатись. Слід відмітити що позаштатні нормальні напруження при різних схемах закріплення штока (рис. 9) набувають великих значень у порівнянні із штатними (рис. 2).

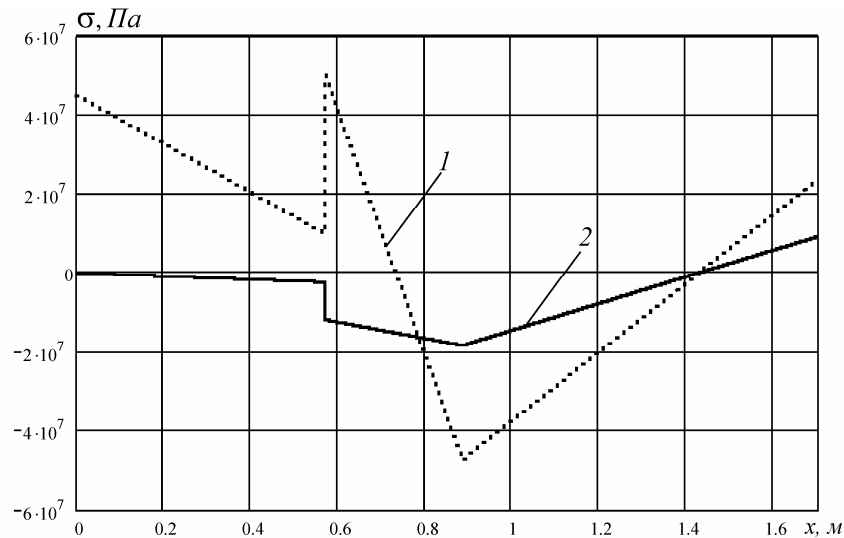


Рис. 14. Позаштатні нормальні напруження в штоці: 1 – лівий край жорстко закріплений; 2 – лівий край шарнірно обіпертий

На рис. 15 представлено розподіли кутів повороту поперечних перерізів штока вздовж його осі здобуті з допомогою різних стержневих моделей штока ( $w_0 = 0,001$  м). На ділянці надставки штока значення кутів повороту вищі коли край штока має можливість повертатись, на іншій частині штока вищими кути повороту є для випадку коли лівий край затиснутий. Щодо максимальних значень кутів повороту – різниця складає 33%.

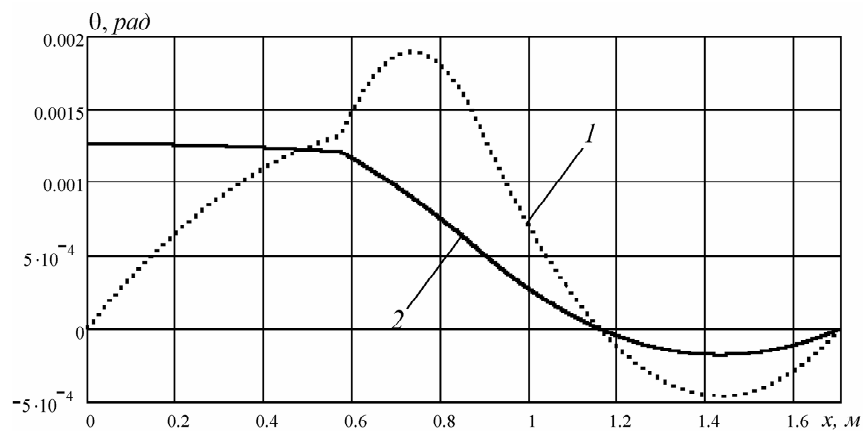


Рис. 15. Кути повороту поперечних перерізів штока: 1 – лівий край жорстко закріплений; 2 – лівий край шарнірно обіпертий

Повернемося знову до моделювання об'єкта дослідження, зокрема до схематизації зворотно-поступальної пари тертя поршень – циліндрова втулка. Раніше ми розглядали крайній випадок, коли ця пара працює ідеально. Тепер розглянемо інший крайній випадок, коли металевий сердечник і герметизуючі елементи поршня суттєво зношені. В такому разі правий торець моделі має можливість повертатись на деякий граничний кут –  $\theta_{zp}$  (рис. 16).

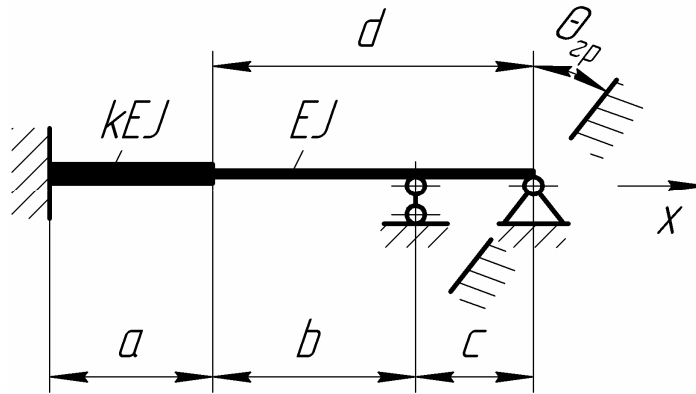


Рис. 16. Модель для дослідження позаштатного напружено-деформованого стану штока при жорсткому закріпленні його лівого і шарнірному закріпленні правого краю з обмеженим кутом повороту

Величину граничного кута повороту ми обчислили, розглядаючи кінематику сердечника поршня (рис. 17)

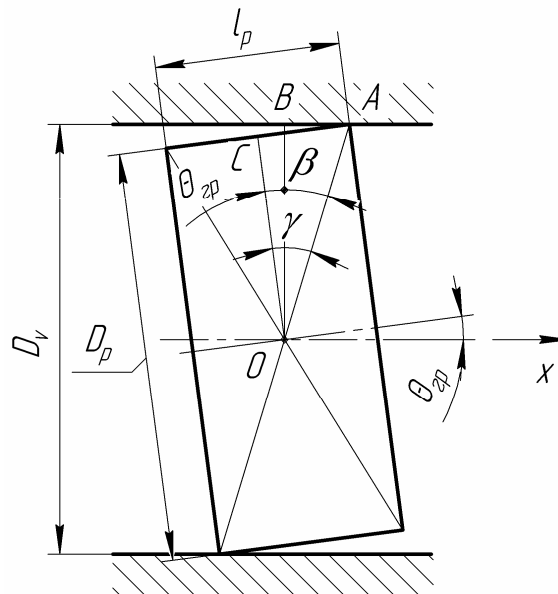


Рис. 17. Схема розрахунку граничного кута повороту поршня Із геометричних міркувань отримаємо вираз

$$\theta_{zp} = \arccos\left(\frac{D_p}{\sqrt{D_p^2 + l_p^2}}\right) - \arccos\left(\frac{D_v}{\sqrt{D_p^2 + l_p^2}}\right), \quad (25)$$

де  $D_p$  – зовнішній діаметр металевго сердечника поршня;  $l_p$  – довжина металевго сердечника поршня;  $D_v$  – внутрішній діаметр змінної циліндрової втулки.

Загальний опис поведінки такої системи представимо узагальненим розв’язком  $\phi(w_0)$ . Під узагальненою функцією  $\phi(w_0)$  розумітимемо будь-яку функцію розв’язку задачі: зусилля, напруження, переміщення

$$\phi(w_0) = \begin{cases} \phi^I(w_0), & \text{якщо } w_0 < w^*; \\ \phi^I(w^*) + \phi^{II}(w_0 - w^*), & \text{якщо } w_0 \geq w^*, \end{cases} \quad (26)$$

де  $\phi^I(w_0)$  – узагальнений розв’язок для схеми штока з жорстко закріпленим лівим краєм та шарнірно обіпертим правим краєм,  $\phi^{II}(w_0)$  – узагальнений розв’язок для штока, в якого обидва краї жорстко закріплені,  $w^*$  – початкове відхилення лівого краю штока, при якому кут повороту правого краю дорівнює  $\theta_{cp}$ .

На рис. 18 подано залежність узагальненого розв’язку  $\phi$  від початкового відхилення штока  $w_0$ . Бачимо, що така модель штока (рис. 16), як пружна система, має загалом нелінійну характеристику.

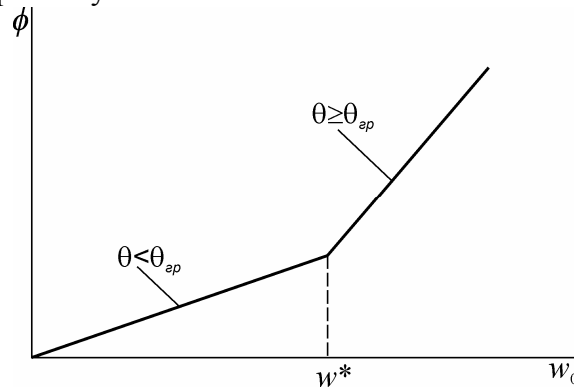


Рис. 18. Діаграма узагальненого розв’язку для моделі штока з нелінійною характеристикою

**3. Висновки.** В роботі розглянуто особливості підходу та варіації щодо моделювання штока бурового насоса як пружної системи. Визначено зусилля, які виникають у штоці при зносі пари тертя “крейцкопф – напрямні”, проаналізовано їх зміну залежно від зміни початкового відхилення та від положення штока. Досліджено розподіл позаштатних нормальних та дотичних напружень в матеріалі штока. Визначено, що за певних умов позаштатні напруження набувають досить високих значень у порівнянні із штатними і їх слід враховувати при оцінці міцності штока. Записано вирази для визначення переміщень довільного поперечного перерізу штока в розглянутій позаштатній ситуації, показано розподіл прогинів та кутів повороту поперечних перерізів штока вздовж його осі.

У подальшому розвитку досліджень слід розглядати опори штока (ущільнення штока і поршня) з урахуванням їх пружних характеристик.

### Список літератури:

1. Гладкий С.І. Аналіз причин низької зносостійкості вузла ущільнення штока двопоршневого бурового насоса / С.І. Гладкий, В.Р. Харун, Ю.І. Парайко [та ін.] // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2006. – № 2. – С. 105 – 109.

2. Воробйов М.С. Уточнення інерційного та зайвев'язьового навантаження поршневіх машин / М.С. Воробйов, М.І. Квас // Нафтогазова енергетика. – 2010. – № 2. – С. 19 – 22.

3. Остапович В.В. Вплив зносу деталей пари крейцкопф – напрямні поршневого насоса двосторонньої дії на його кінематичні та силові параметри / В.В. Остапович, Л.Я. Роп'як, А.Ю. Годлевський // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2011. – № 3. – С. 64 – 70.

4. Тимошенко С.П. Механика материалов / С.П. Тимошенко, Д.М. Гере. – М.: Мир, 1976. – 550 с.

5. Насос буровой УНБ–600: Каталог запасних частей к нефтяному оборудованию / [сост. Зыков В.Г., Кочетова А.Д.; Шнырова И.С., Горонович Л.Н.]. – М.: Недра, 1989. – 31 с.

6. Хан Х. Теория упругости: Основы линейной теории и ее применение / Х. Хан. – М.: Мир, 1988. – 344 с.

Надійшла до редколегії 03.07.2012 р.

А.С. Величкович, В.В. Остапович,  
Л.Я. Роп'як

**АНАЛИЗ ВНЕШТАТНОГО НАПРЯЖЕННО-  
ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ  
ШТОКА ПОРШНЕВОГО НАСОСА ДВУХ-  
СТОРОННЕГО ДЕЙСТВИЯ, ВЫЗВАННОГО  
ИЗНОСОМ ПАРЫ ТРЕНИЯ «КРЕЙЦКОПФ –  
НАПРАВЛЯЮЩИЕ»**

*В работе предложены модели штока поршневого насоса двухстороннего действия как упругой системы. Определены усилия, которые возникают в штоке при его смещении вследствие износа пары трения «крейцкопф - направляющие». Проведено анализ изменения усилий в зависимости от величины износа этой пары трения, а также и для различных положений штока (левое крайнее, промежуточное та правое крайнее). Исследовано распределение поперечных касательных и нормальных напряжений в штоке. Установлено, что поперечные напряжения достигают достаточно больших значений и их необходимо учитывать при оценке прочности штока. Получены выражения для определения перемещений для произвольного поперечного сечения штока при износе крейцкопфа и направляющих станины и показано распределение прогибов и углов поворота поперечных сечений штока вдоль его продольной оси.*

**Ключевые слова:** поршневой насос, шток, пара трения, износ, нормальные напряжения, касательные напряжения, прогиб, угол поворота.

A. Velykovych, V. Ostapovych,  
L. Rop'yak

**ANALYSIS FREELANCE OF TENSION DE-  
FORMATION STATE OF ROD OF DOUBLE-  
WAY ACTION PISTON PUMP WHICH  
CALLED WEARING OF FRICTION PARE  
CROSSHEAD – SLIDES**

*In researching introduced rod models of double-way action piston pump like elastic system. Determined energys which appears in the rod when it's moves as result of wearing friction pare crosshead-slides. Analyzed energies changing which depend from wearing value of this friction pare and for different rod positions (outside left, mediate, outside right). Researched distribution of freelance of tangent and normal tension in the rod. Ascertainmented that freelance tensions reached large values and it necessary to take into account when estimating rod safety margin. Received expressions for estimate movement of rod random cross – section when crosshead and plate sides is wearing, and displayed flexure distribution, and rod cross – section angles turn along his longitudinal axis.*

**Key words:** piston pump, rod, friction pare, wearing, normal tenses, tangent tenses, flexure, angle turn.