

## ВПЛИВ ЗНОСУ ДЕТАЛЕЙ ПАРИ КРЕЙЦКОПФ — НАПРЯМНІ ПОРШНЕВОГО НАСОСА ДВОСТОРОННЬОЇ ДІЇ НА ЙОГО КІНЕМАТИЧНІ ТА СИЛОВІ ПАРАМЕТРИ

В.В. Остапович, Л.Я. Поп'як, А.Ю. Годлевський

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 43024,  
e-mail: public@nuing.edu.ua

*Досліджено вплив зміщення повзуна поршневого насоса двосторонньої дії внаслідок зношування на зміну кінематичних і силових параметрів. Отримано аналітичні залежності для визначення швидкості, прискорення та реакції від величини зміщення повзуна. Ці залежності необхідні для вибору режимів проведення випробувань матеріалів на знос.*

Ключові слова: поршневий насос, кривошип, шатун, повзун, напрямні, знос, зношування.

*Исследовано влияние смещения ползуна поршневого насоса двухстороннего действия вследствие износа на изменение кинематических и силовых параметров. Получены аналитические зависимости для определения скорости, ускорения и реакции от величины смещения ползуна. Эти зависимости необходимы для выбора режимов проведения испытаний материалов на износ.*

Ключевые слова: поршневой насос, кривошип, шатун, ползун, направляющие, износ, изнашивание.

*The influence of the displacement slider of the double action piston pump as a result of wear on the change of kinematic and force parameters was investigated. Analytical dependences for determining the speed, acceleration and reaction from the displacement of the slider was received. These dependencies are required to select the mode of testing materials for wear.*

Keywords: piston pump, crank, connecting rod, slider, guides, wear, wearing.

Поршневі насоси знайшли широке використання в роторному і турбінному бурінні нафтових і газових свердловин, у системах підтримки пластового тиску при видобутку нафти, а також у нафтопереробці, оскільки насоси інших типів виявляються непридатними через інтенсивне зношування деталей гідравлічної частини. Особливо високі вимоги пред'являються до надійності насосної установки при бурінні свердловин. Щоб забезпечити неперервність технологічного процесу буріння тут використовують два насоси, один з яких є резервним. В роботах [1–8] вивчалось зношування та розглядалися різноманітні методи підвищення довговічності деталей гідравлічної частини поршневих насосів: втулок, поршнів, штоків, ущільнень штоків, клапанів, які піддаються різним видам зношування і є змінними деталями, без урахування зносу деталей механічної приводної частини. В роботі [7] проведено моделювання кривошипно-повзунного механізму насоса, отримано дані для кінематичного та силового розрахунку, однак автори не урахували знос деталей зворотньо-поступальної пари крейцкопф (повзун) – напрямні. Наші дослідження поршневих бурових насосів двосторонньої дії засвідчили, що знос деталей зворотньо-поступальної пари крейцкопф (повзун) – напрямні станини насоса призводить до істотного зниження терміну служби деталей гідравлічної частини [9].

Метою даної роботи є дослідження зміни кінематичних та силових параметрів поршневого насоса внаслідок зношування деталей зворотньо-поступальної пари крейцкопф (повзун) – напрямні станини насоса. Такого роду моделю-

вання дасть змогу уточнити швидкісні та силові параметри при проведенні лабораторних трибовипробувань матеріалів для деталей насоса.

У приводі поршневих насосів для перетворення обертового руху в зворотньо-поступальний застосовують кривошипно-повзунний механізм з одним ступенем свободи (рис. 1).

Для дослідження впливу зміщення повзуна внаслідок зносу деталей кінематичної пари крейцкопф (повзун) – напрямні станини поршневого насоса горизонтального типу, двоциліндрового, двосторонньої дії (кривошипи взаємозміщені на кут  $90^\circ$  в напрямку обертання) на його кінематичні та силові параметри були складені рівняння замкнутих векторних контурів  $OABCO$  і  $OA_1B_1C_1O$ . Для спрощення викладу матеріалу приймаємо, що зміщення повзуна не призводить до перекошування осі штока, і наводимо формули тільки для одного контура  $OABCO$ .

Записуємо векторні рівняння

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 = \vec{e} + \vec{x}_B. \quad (1)$$

Спроекувавши векторну рівність (1) на осі координат і провівши відповідні перетворення, одержуємо співвідношення:

$$x_A = l_1 \cos \varphi_1, \quad (2)$$

$$y_A = l_1 \sin \varphi_1, \quad (3)$$

$$x_{S_1} = l_{S_1} \cos \varphi_1, \quad (4)$$

$$y_{S_1} = l_{S_1} \sin \varphi_1, \quad (5)$$

$$x_{S_2} = l_1 \cos \varphi_1 + l_{S_2} \cos \varphi_2, \quad (6)$$

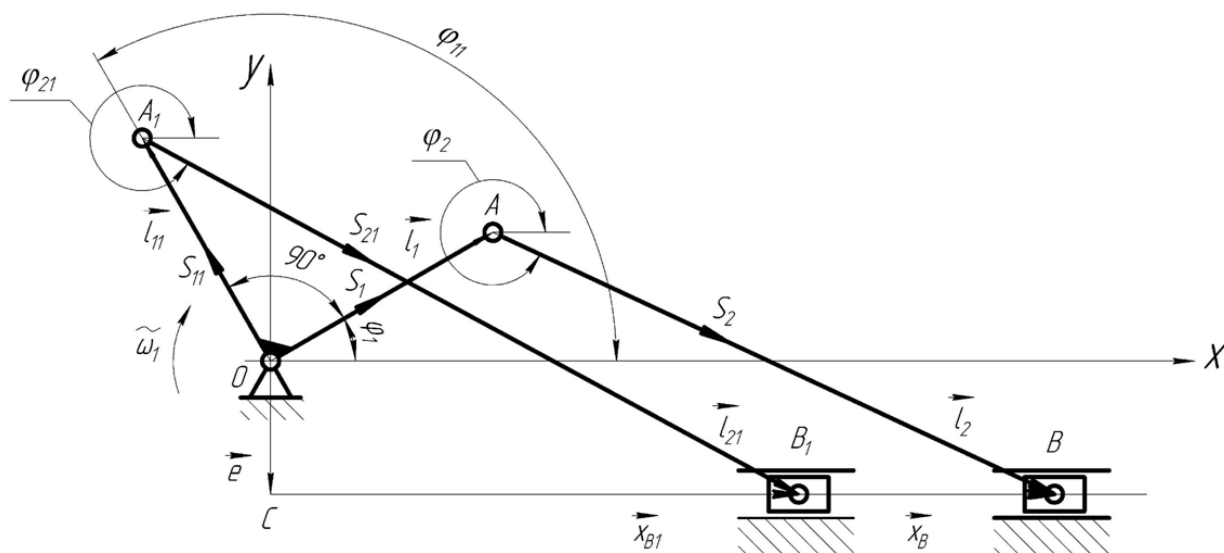


Рисунок 1 – Кінематична схема механізму бурового насоса УНБ–600

$$y_{S_2} = l_1 \sin \varphi_1 + l_{S_2} \sin \varphi_2, \quad (7)$$

$$x_B = l_1 \cos \varphi_1 + \sqrt{l_2^2 - (l_1 \sin \varphi_1 + e)^2}, \quad (8)$$

$$y_B = e, \quad (9)$$

де:  $x_A, y_A, x_{S_1}, y_{S_1}, x_{S_2}, y_{S_2}, x_B, y_B$  – координати точки А, центрів мас  $S_1$  кривошипа ОА,  $S_2$  шатуна АВ і повзуна В;

$l_1, l_2$  – довжина кривошипа ОА і шатуна АВ відповідно;

$\varphi_1$  – кут повороту кривошипа ОА;

$\varphi_2$  – кут повороту шатуна АВ;

$e$  – зміщення повзуна унаслідок зносу накладок крейцкопфа і напрямних станини насоса.

В результаті диференціювання рівнянь (1)–(9) за узагальненою координатою  $\varphi_1$  отримуємо залежності зміни проєкцій аналогів швидкостей точки А, центрів мас  $S_1$  кривошипа ОА,  $S_2$  шатуна АВ і повзуна В від кута повороту кривошипа  $\varphi_1$  та величини зміщення  $e$  повзуна В відповідно:

$$x'_A = -l_1 \sin \varphi_1, \quad (10)$$

$$y'_A = l_1 \cos \varphi_1, \quad (11)$$

$$x'_{S_1} = -l_{S_1} \sin \varphi_1, \quad (12)$$

$$y'_{S_1} = l_{S_1} \cos \varphi_1, \quad (13)$$

$$x'_{S_2} = -l_1 \sin \varphi_1 - l_{S_2} \sin \varphi_2 \cdot \varphi'_2, \quad (14)$$

$$y'_{S_2} = l_1 \cos \varphi_1 + l_{S_2} \cos \varphi_2 \cdot \varphi'_2, \quad (15)$$

$$x'_B = l_1 (\operatorname{tg} \varphi_2 \cos \varphi_1 - l_1 \sin \varphi_1), \quad (16)$$

$$y'_B = 0, \quad (17)$$

де:  $x'_A, y'_A, x'_{S_1}, y'_{S_1}, x'_{S_2}, y'_{S_2}, x'_B, y'_B$  – проєкції аналогів швидкостей точки А, центрів мас  $S_1$  кривошипа ОА,  $S_2$  шатуна АВ і повзуна В від кута повороту кривошипа  $\varphi_1$  та величини зміщення  $e$  повзуна В відповідно;

$$\varphi_2 = \arcsin \left( -\frac{l_1 \sin \varphi_1 + e}{l_2} \right) - \text{кут повороту}$$

шатуна АВ.

Продиференціювавши вирази (10)–(17), одержуємо залежності зміни проєкцій аналогів прискорень точки А, центрів мас  $S_1$  кривошипа ОА,  $S_2$  шатуна АВ і повзуна В від кута повороту кривошипа  $\varphi_1$  та величини зміщення  $e$  повзуна В відповідно:

$$x''_A = -l_1 \cos \varphi_1, \quad (18)$$

$$y''_A = -l_1 \sin \varphi_1, \quad (19)$$

$$x''_{S_1} = -l_{S_1} \cos \varphi_1, \quad (20)$$

$$y''_{S_1} = -l_{S_1} \sin \varphi_1, \quad (21)$$

$$x''_{S_2} = l_1 \cos \varphi_1 -$$

$$-l_{S_2} (\cos \varphi_2 (\varphi'_2)^2 + \sin \varphi_2 \cdot \varphi''_2),$$

$$y''_{S_2} = -l_1 \sin \varphi_1 -$$

$$-l_{S_2} (\sin \varphi_2 (\varphi'_2)^2 - \cos \varphi_2 \cdot \varphi''_2), \quad (22)$$

$$x''_B = l_1 \left( \frac{\cos \varphi_1 \varphi'_2}{\cos^2 \varphi_2} - \operatorname{tg} \varphi_2 \sin \varphi_1 - \cos \varphi_1 \right), \quad (24)$$

$$y''_B = 0, \quad (25)$$

де:  $x''_A, y''_A, x''_{S_1}, y''_{S_1}, x''_{S_2}, y''_{S_2}, x''_B, y''_B$  – проєкції аналогів прискорень точки А, центрів мас  $S_1$  кривошипа ОА,  $S_2$  шатуна АВ і повзуна В від кута повороту кривошипа  $\varphi_1$  та величини зміщення  $e$  повзуна В відповідно;

$$\varphi'_2 = -\frac{l_1 \cos \varphi_1}{l_2 \cos \varphi_2} - \text{аналог кутової швидкості}$$

шатуна АВ;

$$\varphi''_2 = \frac{l_1 \sin \varphi_1}{l_2 \cos \varphi_1} - \frac{l_1 \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 \cdot \varphi'_2}{l_2 \cos^2 \varphi_2} - \text{аналог}$$

кутового прискорення шатуна АВ.

Швидкості та прискорення відповідних точок механізму визначаємо за такими формулами:

$$V_{S_1x} = x'_{S_1} \omega_1, \quad (26)$$

$$V_{S_1y} = y'_{S_1} \omega_1, \quad (27)$$

$$V_{S_2x} = x'_{S_2} \omega_1, \quad (28)$$

$$V_{S_2y} = y'_{S_2} \omega_1, \quad (29)$$

$$\omega_2 = \varphi'_2 \omega_1, \quad (30)$$

$$V_{Bx} = x'_B \omega_1, \quad (31)$$

$$a_{S_2x} = x''_{S_2} \omega_1^2 + x'_{S_2} \varepsilon_1, \quad (32)$$

$$a_{S_2y} = y''_{S_2} \omega_1^2 + y'_{S_2} \varepsilon_1, \quad (33)$$

$$\varepsilon_2 = \varphi''_2 \omega_1^2 + \varphi'_2 \varepsilon_1, \quad (34)$$

$$a_{Bx} = x''_B \omega_1^2 + x'_B \varepsilon_1, \quad (35)$$

де:  $V_{Ax}, V_{Ay}, V_{S_1x}, V_{S_1y}, V_{S_2x}, V_{S_2y}, V_{Bx}$  – проекції швидкостей точки А, центрів мас  $S_1$  кривошипа ОА,  $S_2$  шатуна АВ і повзуна В від кута повороту кривошипа  $\varphi_1$  та величини зміщення  $e$  повзуна В відповідно;

$a_{Ax}, a_{Ay}, a_{S_1x}, a_{S_1y}, a_{S_2x}, a_{S_2y}, a_{Bx}$  – проекції прискорень точки А, центрів мас  $S_1$  кривошипа ОА,  $S_2$  шатуна АВ і повзуна В від кута повороту кривошипа  $\varphi_1$  та величини зміщення  $e$  повзуна В відповідно;

$\omega_1, \omega_2$  – кутові швидкості кривошипу ОА і шатуна АВ відповідно;

$\varepsilon_2$  – кутове прискорення шатуна АВ.

Для визначення кінематичних параметрів механізму насоса приймаємо, що кривошип ОА обертається із постійною кутовою швидкістю, тобто  $\omega_1 = \text{const}$  і  $\varepsilon_1 = 0$ .

За допомогою отриманих залежностей (26)–(35) були розраховані числові значення швидкості та прискорення повзуна В для різних кутів повороту кривошипа  $\varphi_1$  та різних значень зміщення  $e$  повзуна в результаті зношування деталей поступальної кінематичної пари. Ці розрахунки проводили для реальних геометричних розмірів деталей насоса УНБ–600 і кутової швидкості кривошипа  $\omega_1 = 6,8 \text{ c}^{-1}$ , вибраних із каталогу [10]. На рисунках представлені графічні залежності для швидкості (рис. 2, а) та прискорення (рис. 2, б) повзуна В насоса від кута повороту кривошипа  $\varphi_1$  при  $e = 0$ .

На підставі одержаних результатів розрахунків були побудовані також графічні залежності  $V_{B\text{max}} = f(e)$  (рис. 3) і  $a_{B\text{max}} = f(e)$ ,  $a_{B\text{min}} = f(e)$  (рис. 4) і підібрані відповідні їм аналітичні залежності. Слід відзначити, що для діапазону  $e = -5 \dots +5$  мм залежність для максимальної швидкості повзуна В має лінійний характер  $V_{B\text{max}} = 0,002e + 1,3804$  (рис. 3). Для максимального та мінімального прискорення повзуна В залежності мають нелінійний характер і описуються рівняннями  $a_{B\text{max}} = 4 \cdot 10^{-6} e^2 + 7,7091$  (рис. 4, а) та

$a_{B\text{min}} = 4 \cdot 10^{-6} e^2 - 10,824$  (рис. 4, б) відповідно.

Отримані вище результати кінематичного розрахунку використовуємо для проведення силового аналізу механізму насоса та дослідження впливу зміщення повзуна на реакції в поступальній кінематичній парі крейцкопф – напрямні станини насосу. Для цього було проведено силовий аналіз структурної групи шатун – повзун з використанням принципу кінетостатики (рис. 5). Маси ланок (деталей) механізму приймали із [10].

Записуємо рівняння кінетостатики для кожної ланки механізму насоса:

– для шатуна АВ

$$\begin{cases} R_{12x} + \Phi_{2x} + R_{32x} = 0, \\ R_{12y} + \Phi_{2y} + R_{32y} - G_2 = 0, \\ M_B(\vec{R}_{12}) + M_B(\vec{\Phi}_2) + M_B(\vec{G}_2) + M_2 = 0, \end{cases} \quad (32)$$

– для повзуна В

$$\begin{cases} R_{23x} + \Phi_{3x} + \Phi_{31x} + \Phi_{32x} + \Phi_{32x} + F - \\ - \mu_1 \text{sign}(V_B) R_{03} = 0, \\ R_{23y} - G_3 - G_{31} - G_{32} - G_{33} + R_{03} = 0 \\ R_{03} h_{03} + \mu_1 \text{sign}(V_B) R_{03} 0,5D - G_{31} l_{31} - \\ - G_{32} l_{32} - G_{33} l_{32} = 0, \end{cases} \quad (33)$$

– для кривошипа ОА

$$\begin{cases} R_{01x} + R_{21x} + R_{2'1x} + \Phi_{1x} + \Phi_{11x} = 0 \\ R_{01y} + R_{21y} + R_{2'1y} - G_1 - G_{11} + \Phi_{1y} + \\ + \Phi_{11y} = 0 \\ M_O(\vec{R}_{21}) + M_O(\vec{R}_{2'1}) + M_O(\vec{\Phi}_1) + \\ M_O(\vec{\Phi}_{11}) + M_O(\vec{G}_1) + M_O(\vec{G}_{11}) + M_1 + \\ + M_p = 0, \end{cases} \quad (34)$$

де:  $R_{ijx}, R_{ijy}$  – проекції сили (реакції), з якою  $i$ -та ланка діє на  $j$ -ту;

$\Phi_{ix,y} = -a_{ix,y} m_i$  – проекції сили інерції  $i$ -тої ланки;

$F$  – сила опору, прикладена до повзуна з урахуванням сил тертя в парах: ущільнення – шток та поршень – втулка;

$G_i$  – сила тяжіння  $i$ -тої ланки;

$M_i = -\varepsilon_i J_i$  – момент сил інерції  $i$ -тої ланки;

$\mu_1$  – коефіцієнт тертя в поступальній кінематичній парі крейцкопф – напрямні станини насоса;

$D$  – діаметр повзуна (крейцкопфа).

Момент сили  $\vec{F}$  відносно довільної точки К визначаємо за формулою

$$\vec{M}_K(\vec{F}) = \vec{r} \times \vec{F} = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ r_x & r_y & 0 \\ F_x & F_y & 0 \end{vmatrix}.$$

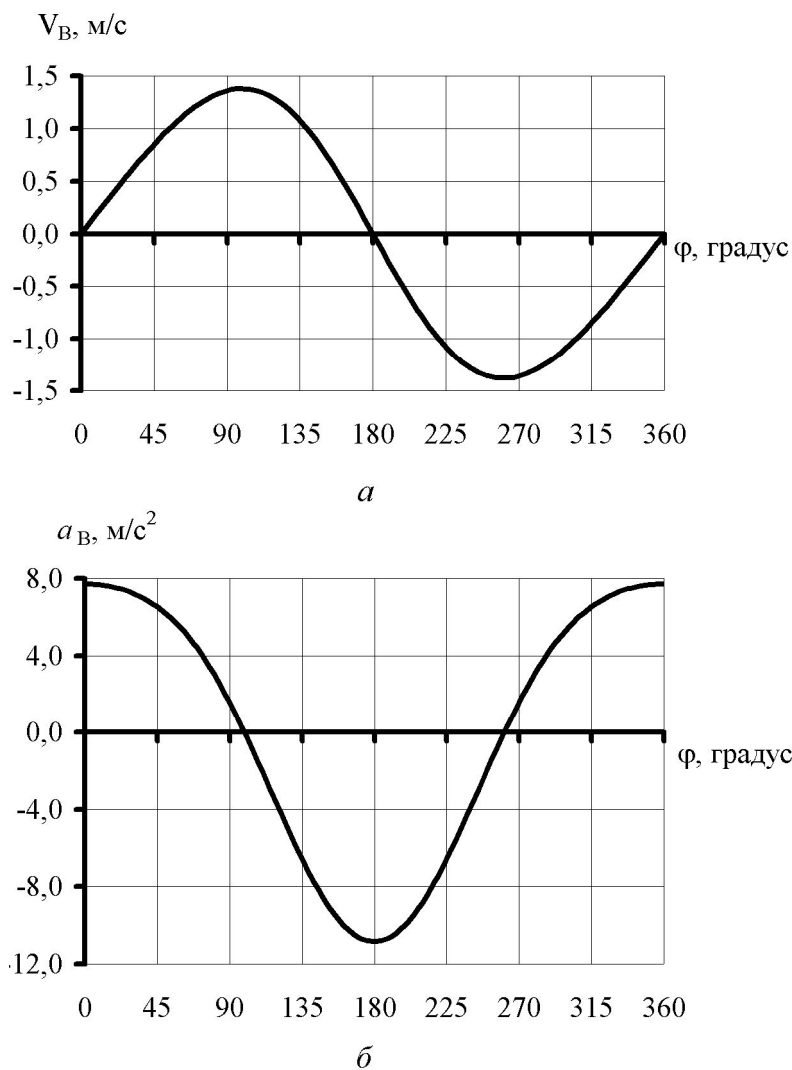


Рисунок 2 – Залежність швидкості (а) та прискорення (б) повзуна від кута повороту кривошипа

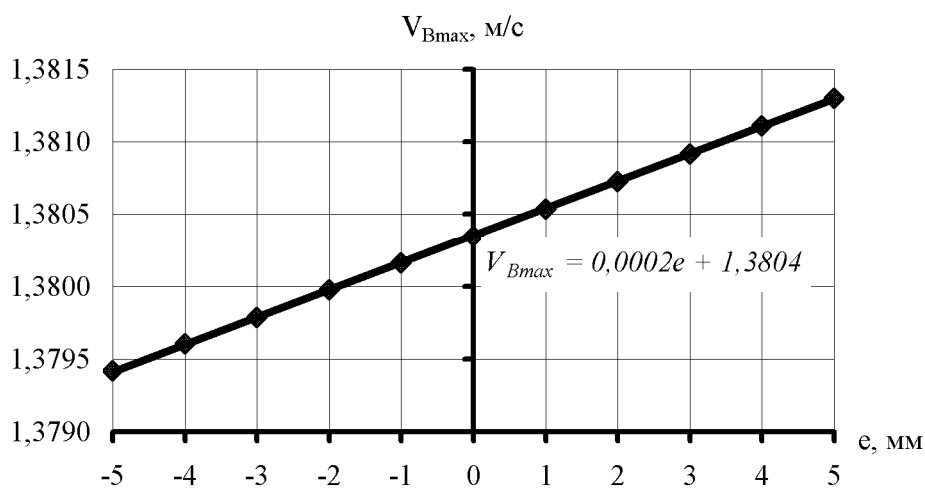


Рисунок 3 – Залежність максимальної швидкості повзуна від його зміщення

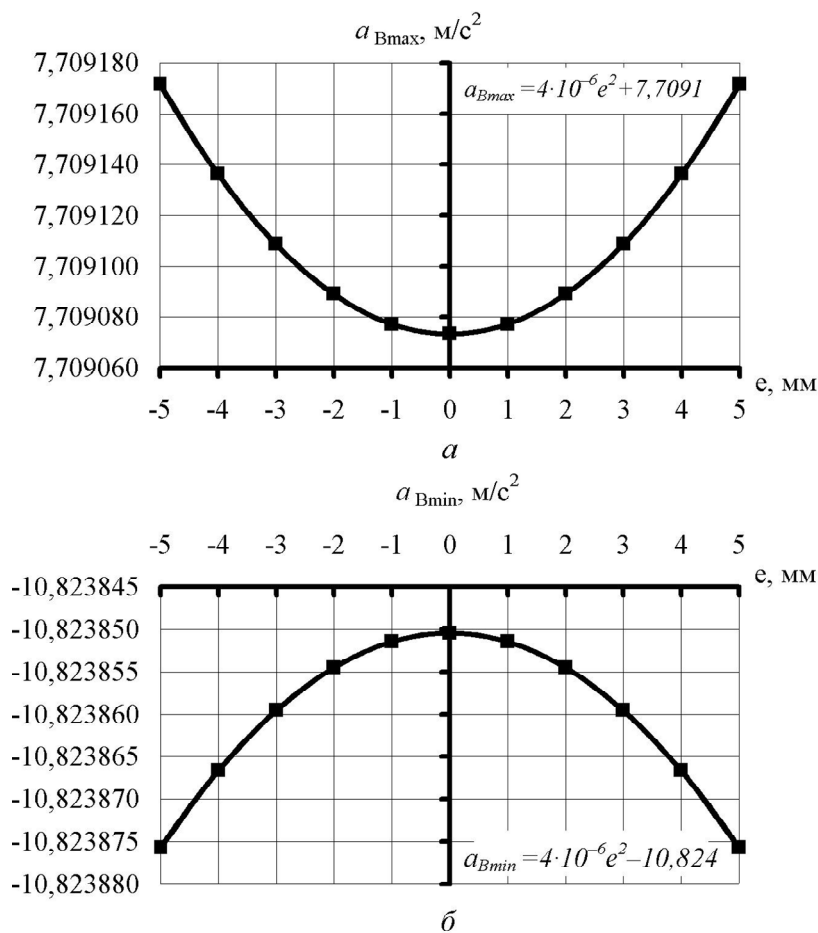
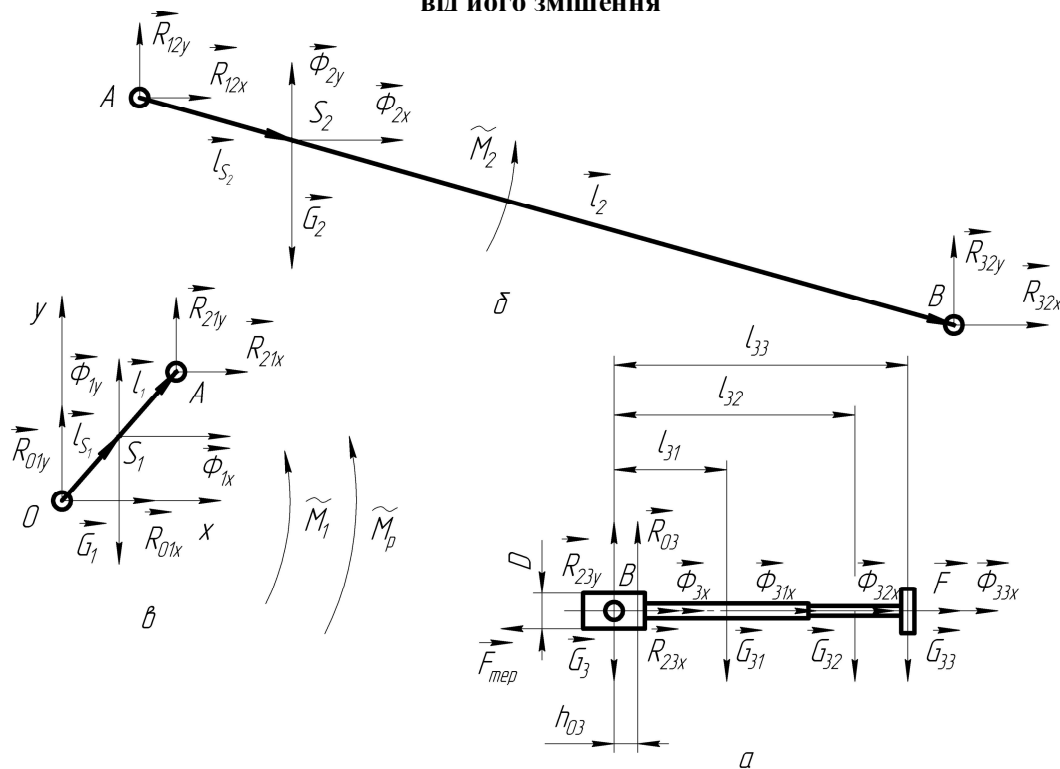
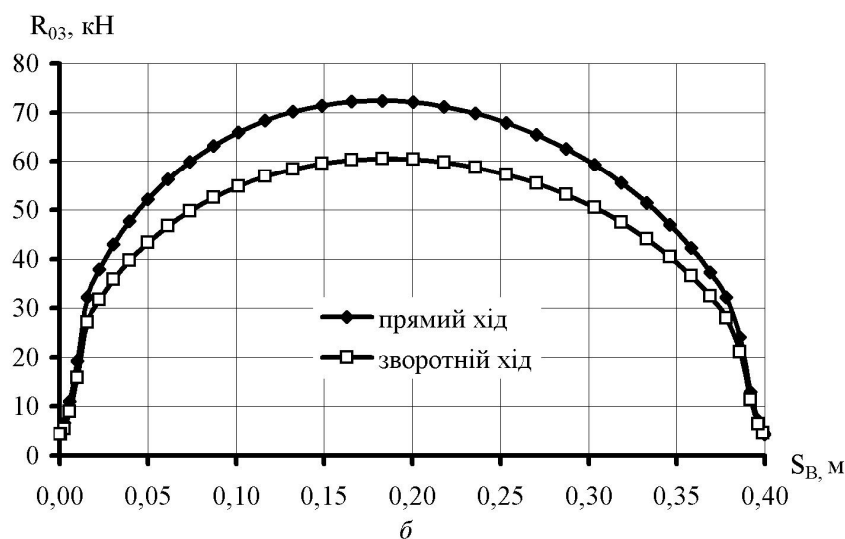
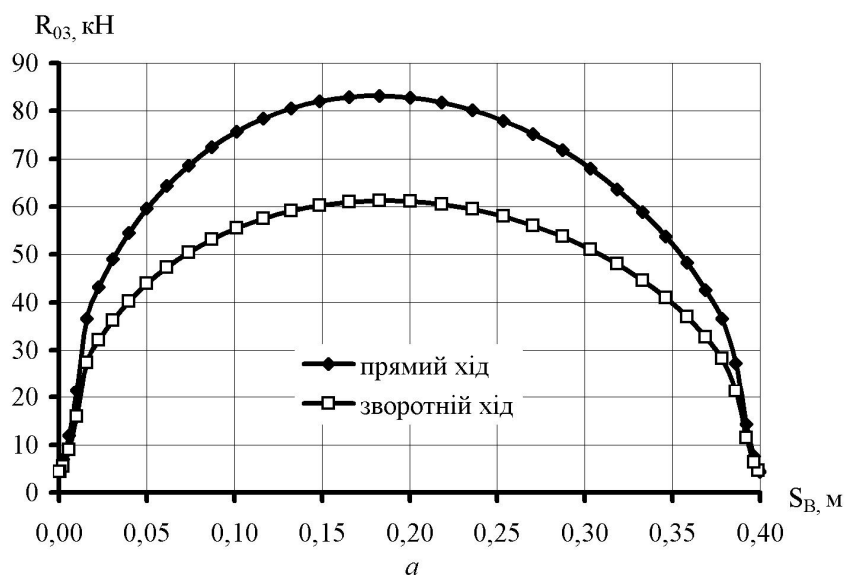


Рисунок 4 – Залежність максимального (а) і мінімального (б) прискорення повзуна від його зміщення



а – повзун В; б – шатун АВ; в – кривошип ОА  
Рисунок 5 – Силовий аналіз механізму насоса



**а –  $D_{II} = 130$  мм,  $p = 25$  МПа ; б –  $D_{II} = 200$  мм,  $p = 10$  МПа**  
**Рисунок 6 – Залежність величини реакції  $R_{03}$  від положення повзуна**

Розв'язки систем рівнянь (32)–(34) використовуємо для обчислення значення реакцій в кінематичних парах механізму насоса при різних значеннях кута повороту кривошипа  $\varphi_1$  і різних зміщеннях  $e$  повзуна В. На підставі одержаних даних будемо графічні залежності  $R_{03max} = f(S_B)$  для максимального – 25 МПа (діаметр поршня  $D_{II} = 130$  мм) і мінімального – 10 МПа (діаметр поршня  $D_{II} = 200$  мм) значення тиску насоса при  $e = 0$  для прямого (рух поршня в безштокову камеру насоса) і зворотнього (рух поршня в штокову камеру насоса) ходів насоса (рис. 6). Хід поршня насоса УНБ–600 складає  $S_B = 0,4$  м.

На підставі результатів силового розрахунку були побудовані також графічні залежності  $R_{03max} = f(e)$  для величини максимальної реакції в поступальній кінематичній парі крейцкопф (повзун) – напрямні станини насоса від зміщення повзуна  $e$ . Ці залежності будували для прямого і зворотнього ходів насоса за мак-

симального тиску 25 МПа і підбирали відповідні їм аналітичні залежності (рис. 7).

Із рис. 7 видно, що для діапазону  $e = -5 \dots +5$  мм залежності зміни максимальної реакції в поступальній парі  $R_{03max}$  як для прямого, так і зворотнього ходу насоса мають лінійний характер. Для прямого ходу насоса при збільшенні зміщення повзуна  $e$  максимальна реакція збільшується (прямий зв'язок), а для зворотнього ходу при збільшенні зміщення повзуна  $e$  максимальна реакція зменшується (обернений зв'язок). Тобто, для прямого ходу збільшення зміщення повзуна (вертикально вниз) призводить до збільшення максимальної реакції в поступальній парі, а це, в свою чергу, спричиняє підвищення зносу накладок повзуна і напрямних станини насоса.

Результати досліджень показали, що зношування деталей поступальної кінематичної пари крейцкопф (повзун) – напрямні насоса призводить до несуттєвої зміни як швидкості

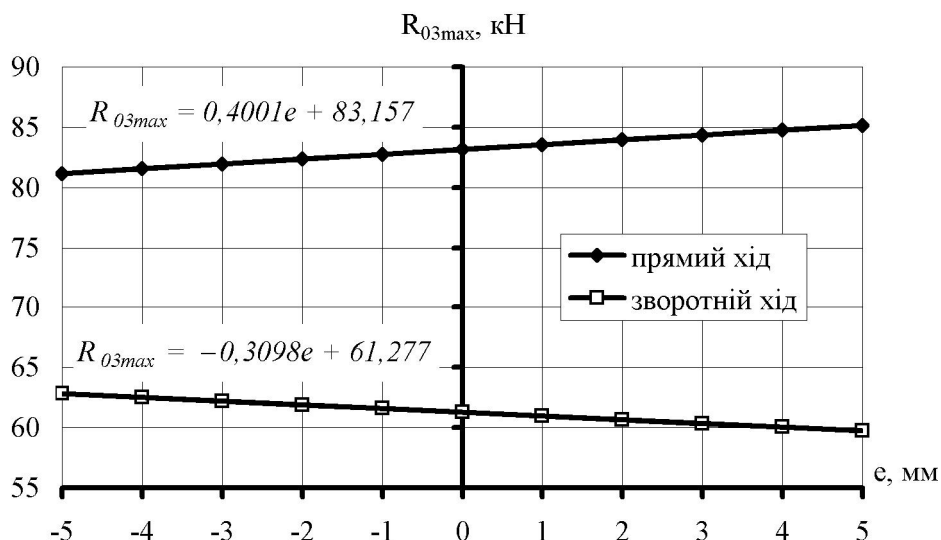


Рисунок 7 – Залежність максимальної величини реакції в поступальній парі від зміщення повзуна

(0,07 %), так і прискорення (0,0014 %) повзуна В. При цьому величина максимальної реакції в цій кінематичній парі змінюється більш суттєво. При прямому ході поршня  $R_{03max}$  збільшується на 2,5 %, а при зворотньому ході поршня – зменшується на 2,4 %.

**Висновки**

Таким чином, отримані аналітичні залежності для визначення швидкості, прискорення та реакції в поступальній кінематичній парі від зміщення повзуна дозволяють більш точно визначати їх числові значення при зношуванні повзуна і напрямних станини насоса. Ці результати доцільно використовувати для вибору режимів при проведенні випробовувань на зношування матеріалів для деталей поступальної кінематичної пари крейцкопф (повзун) – напрямні станини насоса.

У подальших дослідженнях слід врахувати перекошування осі штока у вертикальній площині при зміщенні повзуна внаслідок зношування накладок крейцкопфа і напрямних станини насоса.

**Література**

1. Верзилин О.И. Современные буровые насосы / О.И. Верзилин. – М.: Недра, 1971. – 256 с.; с ил.
2. Николич А.С. Поршневые буровые насосы / А.С. Николич. – М.: Недра, 1973. – 224 с. с ил.
3. Бабаев С.Г. Надежность и долговечность бурового оборудования / С.Г. Бабаев. – М.: Недра, 1974. – 184 с.
4. Волков А.С. Буровые геологоразведочные насосы / А.С. Волков, В.И. Ермакова. – М.: Недра, 1978. – 205 с.
5. Литвинов В.М. Повышение надежности нефтепромысловых насосов / В.М. Литвинов. – М.: Недра, 1978. – 191 с. – Сер. «Надежность и качество».

6. Мкртычан Я.С. Повышение эффективности эксплуатации буровых насосных установок / Я.С. Мкртычан. – М.: Недра, 1984. – 207 с.

7. Гладкий С.И. Анализ причин низкой зносостойкости узла ущільнення штока двопоршневого бурового насоса / С.И. Гладкий, В.Р. Харун, Ю.І. Парайко [та ін.] // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2006. – № 2. – С. 105–109.

8. Богатчук І.М. Вивчення зносу штоків гідравлічних насосів агрегатних установок нафтогазового технологічного транспорту / І.М. Богатчук, І.Б. Прунько, Ю.І. Богатчук // Проблеми трибології. – 2007. – № 4. – С. 67–75.

9. Остапович В. Дослідження зношування деталей гідравлічної частини бурових поршневих насосів / В. Остапович, Л. Роп'як // Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: 2-а Міжнародна наук.-техн. конференція, Львів, 11 – 13 лист. 2010 р. : Праці конференції. – Львів, 2010. – С. 153 – 154.

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

Стаття надійшла до редакційної колегії  
27.09.11

Рекомендована до друку професором  
**Ю. Д. Петриною**