

## АНАЛІЗ ПРИЧИН НИЗЬКОЇ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ВУЗЛА УЩІЛЬНЕННЯ-ШТОК ДВОПОРШНЕВОГО БУРОВОГО НАСОСА

С.І.Гладкий, В.Р.Харун, Ю.І.Парайко, В.В.Попадюк, І.І.Шостаківський

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 994419

e-mail: [yozh@nuing.edu.ua](mailto:yozh@nuing.edu.ua)

Выявлены характерные особенности изнашивания штоков буровых двопоршневых насосов двустороннего действия. Для выявления условий, предшествующих возникновению износа узла уплотнение-шток насоса, проведено моделирование кривошипно-шатунного механизма насоса. Получены исходные данные для кинематического и силового расчета. Определены значения и точки приложения реакций, действующих в кинематических парах механизма. Поданы рекомендации увеличения долговечности узла уплотнение-шток буровых насосов.

Механізм зношування ущільнень і штоків бурових насосів досить складний і переважно визначається комплексом фізико-механічних властивостей і геометричними характеристиками [1]. У зв'язку з цим необхідно в'яснити причини, що спричиняють інтенсифікацію процесу зношування, і їх вплив на зношування як металевих, так і гумових деталей вузла ущільнення-шток бурового насоса.

Як відомо, швидкий вихід з ладу деталей бурового обладнання призводить до його зупинок, невиправданих матеріальних витрат. Рухомі частини бурових насосів працюють в умовах значних динамічних навантажень, швидкостей, абразивного та агресивного середовища, що впливає на ефективність роботи бурової установки.

З метою виявлення умов, що передують виникненню інтенсивного зносу вузла ущільнення-шток проведено 3D моделювання кривошипно-шатунного механізму (рис. 1) бурового насоса УНБ-600 в програмі КОМПАС 3D. Такого роду моделювання дає змогу провести аналіз зборок деталей та вузлів і одержати вихідні дані для кінематичного і силового розрахунку.

В процесі моделювання отримано координати центрів мас і моментів інерції ексцентричного вала, шатуна та повзуна насоса.

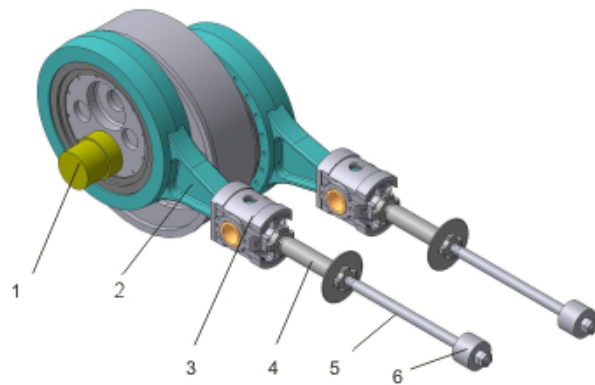
На рис. 2 наведена схема дії сил у кривошипно-шатунному механізмі насоса УНБ 600.

При розрахунках прийняті наступні позначення:

$$l_1 = l_{OA}, l_2 = l_{AB}.$$

Для визначення реакцій, що діють в кінематичних парах складена математична модель механізму з жорсткими ланками з використанням методу векторного контура [2]. При цьому механізм з вищою кінематичною парою А 4 класу, утвореною кривошипом 1 та шатуном 2, замінений еквівалентним механізмом з кінематичною парою 5-го класу

There were discovered the typical peculiarities of deterioration the rods in boring double-piston pump of double-acting. It was conducted the modelling of pump's crank – connecting mechanism for the discovering of conditions which precede to rise of deterioration the knot of compression of rod pump. It was got output data for kinetic and force computation. We define the sense and points of application of reactions which run at the kinetic couple of mechanism. Recommendations on increase of longevity the knot of compression of the rod pump are given in this work.



1 – ексцентриковий вал; 2 – шатун; 3 – повзун; 4 – контришок; 5 – шток; 6 – поршень

**Рисунок 1 – Кривошипно-шатунний механізм бурового насоса УНБ-600**

$$\begin{cases} l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 = X_B \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 = 0 \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} -l_1 \sin \varphi_1 \omega_1 - l_2 \sin \varphi_2 \omega_2 = V_B \\ l_1 \cos \varphi_1 \omega_1 + l_2 \cos \varphi_2 \omega_2 = 0 \end{cases} \quad (2)$$

Розглядаємо аналоги швидкості та прискорення кінематичної пари А в проєкціях на осі координат

$$X_A = l_1 \cos \varphi_1; \quad (3)$$

$$Y_A = l_1 \sin \varphi_1.$$

Аналог швидкості

$$\dot{X}_A = -l_1 \sin \varphi_1;$$

$$\dot{Y}_A = l_1 \cos \varphi_1.$$

Аналог прискорення

$$\ddot{X}_A = -l_1 \cos \varphi_1;$$

$$\ddot{Y}_A = -l_1 \sin \varphi_1.$$

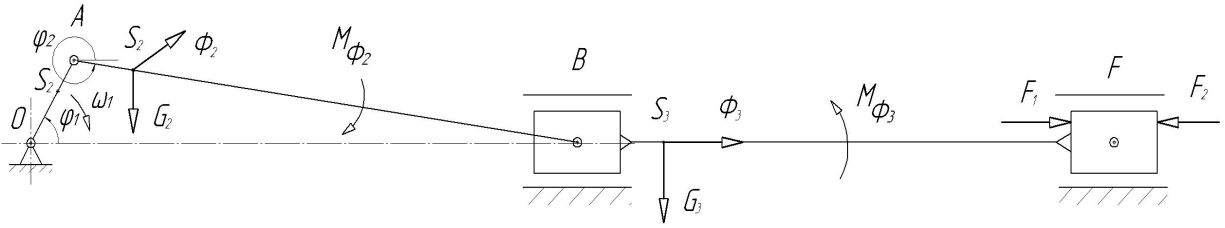


Рисунок 2 – Схема дії сил у кривошипно-шатунному вузлі двопоршневого бурового насоса двосторонньої дії

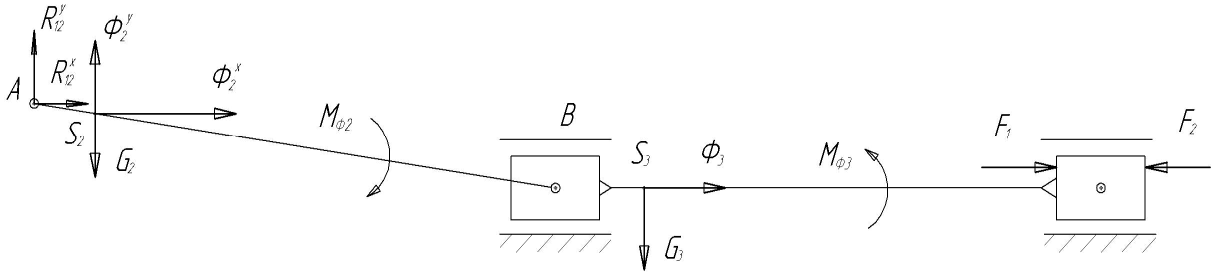


Рисунок 3 – Розрахункова схема визначення реакції в опорах повзуна і штока

Швидкість та прискорення в проекціях на осі координат

$$V_A^X = \frac{dX_A}{dt} = -l_1 \sin \varphi_1 \frac{d\varphi_1}{dt} = -l_1 \sin \varphi_1 \omega_1 ;$$

$$V_A^Y = \frac{dY_A}{dt} = l_1 \cos \varphi_1 \frac{d\varphi_1}{dt} = l_1 \cos \varphi_1 \omega_1 ;$$

$$a_A^X = \frac{dV_A^X}{dt} = -l_1 (\cos \varphi_1 \omega_1 + \sin \varphi_1 \varepsilon_1) ;$$

$$a_A^Y = \frac{dV_A^Y}{dt} = -l_1 (\sin \varphi_1 \omega_1 - \cos \varphi_1 \varepsilon_1) .$$

Розглядаємо другу ланку.

Рівняння векторного контура

$$\bar{X}_A + \bar{Y}_A + \bar{S}_2 = \bar{X}_{S_2} + \bar{Y}_{S_2} .$$

В проекціях на осі X та Y

$$X_A + S_2 \cos \varphi_2 = X_{S_2} ;$$

$$Y_A + S_2 \sin \varphi_2 = Y_{S_2} .$$

Диференціюємо за \$\varphi\_1\$ з врахуванням (3)

$$X_{S_2} = l_1 \cos \varphi_1 + S_2 \cos \varphi_2 ;$$

$$Y_{S_2} = l_1 \sin \varphi_1 + S_2 \sin \varphi_2 .$$

Швидкість та прискорення центра мас другої ланки в проекціях на осі координат

$$V_{S_2}^X = l_1 (-\sin \varphi_1 \omega_1) + S_2 (-\sin \varphi_2) \omega_2 ;$$

$$V_{S_2}^Y = l_1 \cos \varphi_1 \omega_1 + S_2 \cos \varphi_2 \omega_2 ;$$

$$a_{S_2}^X = -l_1 (\cos \varphi_1 \omega_1^2 + \sin \varphi_1 \varepsilon_1) -$$

$$- S_2 (\cos \varphi_2 \omega_2^2 + \sin \varphi_2 \varepsilon_2) ;$$

$$a_{S_2}^Y = l_1 (-\sin \varphi_1 \omega_1^2 + \cos \varphi_1 \varepsilon_1) +$$

$$+ S_2 (-\sin \varphi_2 \omega_2^2 + \cos \varphi_2 \varepsilon_2) .$$

(4)

Розглядаємо структурну групу, утворену повзуном і штоком (рис. 3).

До ланок групи прикладені зовнішні сили \$F\_1, F\_2\$, навантаження від сил ваги \$G\_2, G\_3\$, сили інерції ланок \$\Phi\_2, \Phi\_3\$, момент сил інерції шатуна \$M\_{\varphi\_2}\$ та реакції в кінематичних парах.

На основі принципу Даламбера записуємо рівняння суми проекцій сил і моментів сил на осі координат і одержуємо систему рівнянь

$$\begin{cases} R_{12}^Y + \Phi_2^Y - G_2 + R_{32}^Y = 0 ; \\ R_{12}^X + \Phi_2^X + R_{32}^X = 0 ; \\ -R_{12}^Y l_2 \cos \varphi_2 - R_{12}^X l_2 \sin \varphi_2 - \\ - (\Phi_2^Y + G_2)_{AS_2} \cos \varphi_2 - \\ - \Phi_2^X l_{AS_2} \sin \varphi_2 + M_{\varphi_2} = 0 . \end{cases} \quad (5)$$

Окремо виділяємо шток насоса (рис. 4).

Значення реакції \$R\_{03}\$ та її координати відносно точки B запишемо

$$\sum F_Y = 0 .$$

При ході вправо

$$-R_{23}^X + \Phi_3 + F_1 - F_2 = 0 .$$

При ході вліво

$$-R_{23}^X + \Phi_3 + F_2 - F_1 = 0 ;$$

$$\sum F_Y = 0 ;$$

$$-R_{23}^Y + R_{03} + G_3 = 0 .$$

Враховуючи, що \$R\_{23}^X = -R\_{32}^X\$ та \$R\_{23}^Y = -R\_{32}^Y\$, одержимо

$$R_{32}^X + \Phi_3 + F_1 - F_2 = 0 ; \quad (6)$$

$$R_{32}^Y + R_{03} + G_3 = 0 . \quad (7)$$

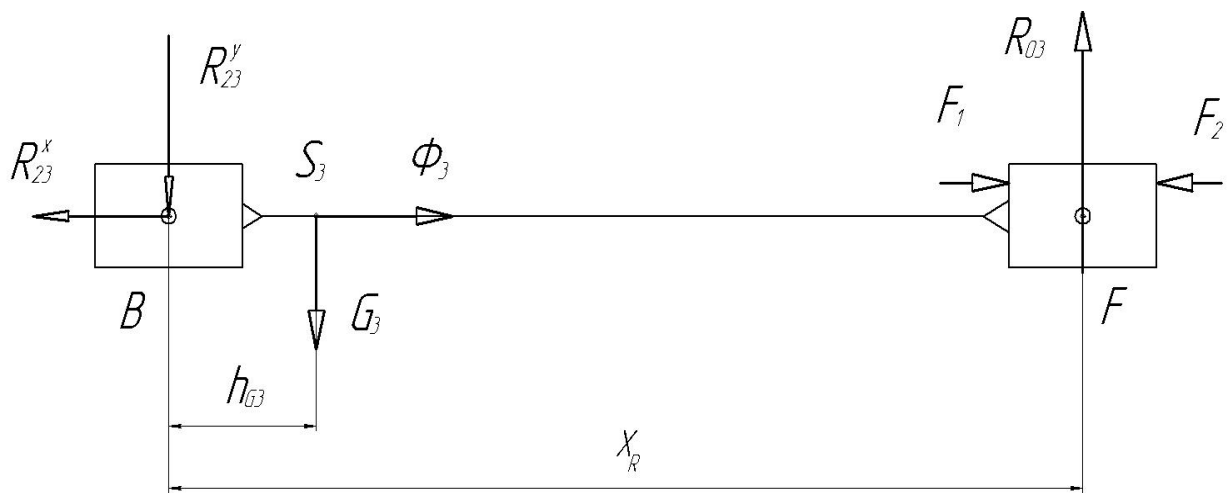


Рисунок 4 – Розрахункова схема визначення реакцій в опорах штока

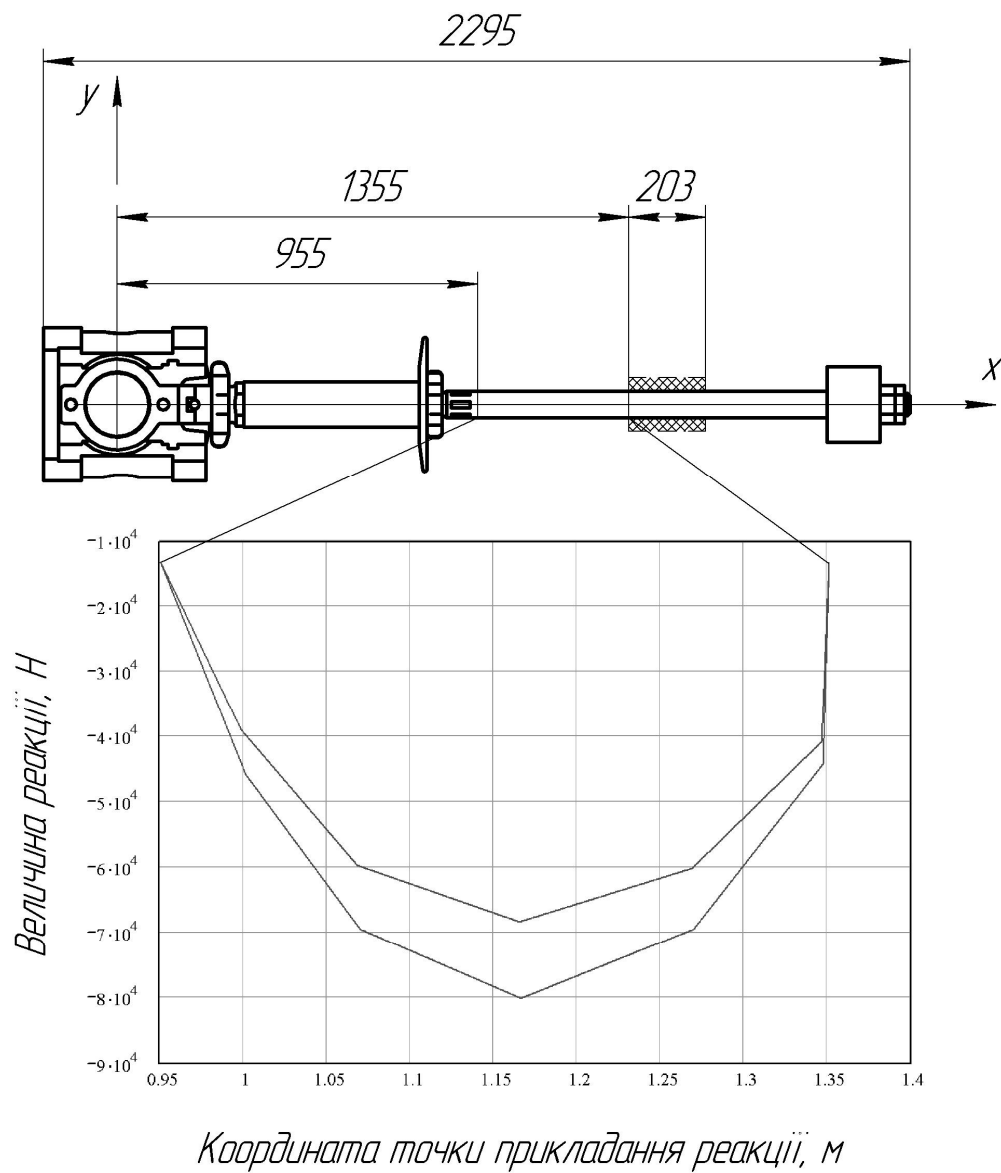
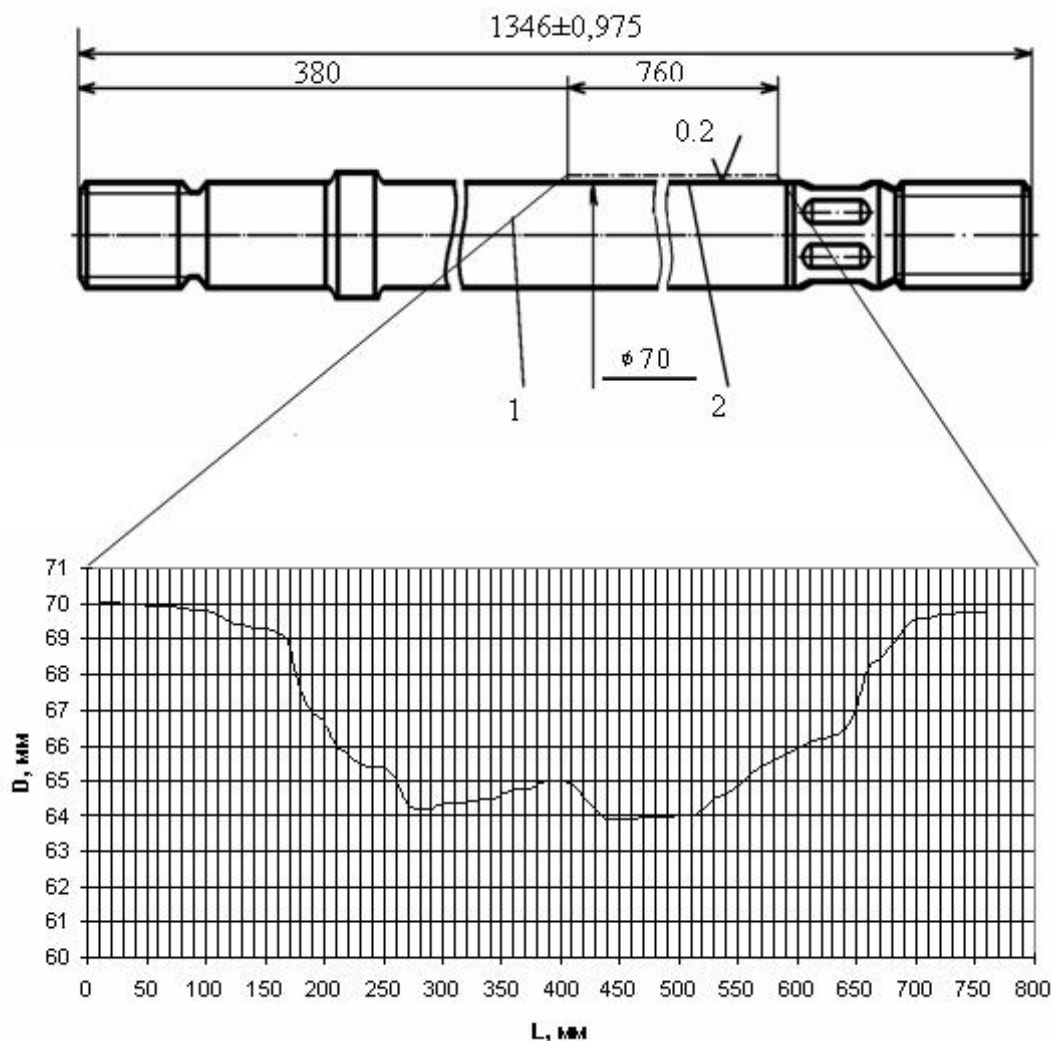


Рисунок 5 – Годограф реакції  $R_{03}$  в прив'язці до штока бурового насоса



1 – шток бурового двопоршневого насоса;  
2 – ділянка максимального зносу.

**Рисунок 6 – Профілограма макрогеометрії робочої поверхні штока бурового насоса**

Підставляючи (6) і (7) в систему (5), одержимо

$$\begin{cases} R_{12}^X + \Phi_2^X + F_2 - F_1 - \Phi_3 = 0 ; \\ R_{12}^Y + \Phi_2^Y - G_2 - R_{03} - G_3 = 0 ; \\ -R_{12}^Y l_2 \cos \varphi_2 - R_{12}^X l_2 \sin \varphi_2 - \\ - (\Phi_2^Y + G_2) l_{AS_2} \cos \varphi_2 - \\ - \Phi_2^X l_{AS_2} \sin \varphi_2 + M_{\Phi_2} = 0 . \end{cases} \quad (8)$$

В першому наближенні приймаємо, що  $\varepsilon_1 = 0$ ,  $\omega_1 = const$ .

Враховуючи, що момент сили інерції шатуна  $M_{\Phi_2} = -\varepsilon_2 I_{S_2}$ , проекція сили інерції на вісь абсцис другої ланки  $\Phi_2^X = a_{S_2}^X m_2$ , проекція сили інерції на вісь ординат другої ланки  $\Phi_2^Y = a_{S_2}^Y m_2$ , з системи (8) визначаємо реакції  $R_{12}^X$ ,  $R_{12}^Y$ ,  $R_{03}$ .

Сума моментів відносно точки В:  
 $\sum M_B = 0$

$$R_{03} X_R - G_3 h_{G_3} = 0 , \quad (9)$$

З рівняння (9) визначали відстань  $X_R$  для точки прикладання реакції  $R_{03}$  і вплив цієї реакції на ущільнення штока бурового насоса.

Описаний алгоритм силового аналізу реалізовано мовою програмування Mathcad Professional.

В результаті проведеного розрахунку одержано годограф (рис. 5) реакції сили  $R_{03}$  на шток кривошипно-шатунного механізму бурового насоса та координату її дії.

Аналізуючи умови роботи подібних пар тертя обладнання, які працюють при зворотно-поступальному русі, слід вказати, що характер і інтенсивність зношування [1, 3, 4] залежать від виду порушення фрикційних зв'язків. Залежно від міцності, що виникає між еластомером і твердим тілом зв'язку, розрізняють 5 видів порушення одиничних адгезійних зв'язків, з яких випливають 3 основних види зношування:

1) адгезійний, що призводить до скочування або намащування поверхневого шару еластомеру на поверхню контртіла; 2) абразивний – спричинений мікрорізнанням еластомеру гострими виступами поверхні або частинками забруднень; 3) втомний – внаслідок багаторазового деформування мікроб'ємів поверхневих шарів виступами нерівностей еластомеру.

Для отримання вихідних даних про причини зношування штоків і манжет проводились профілометривання зношеної поверхні значної кількості штоків ШП 111 70×1346 насоса УНБ-600, ШП 11 80×1390 насоса ГПН-1300, ШП 45-1140 насоса 9МГр-61, зміцненої струмом високої частоти згідно з ТУ 26-02-1052-87, що вийшли з ладу в процесі експлуатації. Вимірювання макронерівностей профілю поверхонь штоків проводились у взаємоперпендикулярних площинах, розташованих вздовж осі штока через 10 мм. За кінцевий результат вимірювань приймалися середні дані з чотирьох вимірювань в кожному перерізі.

На рис. 6 зображено шток бурового насоса та характерна профілеграма макрогеометрії робочої поверхні (на проміжку максимального зношування), отримана при роботі в парі з ущільненням насоса.

Характерною особливістю зношування штоків насосів, що нагнітають абразивомісткі бурові розчини, є наявність двох максимумів зношування – більшого на ділянці поблизу контрштока, та меншого на ділянці початку ходу всмоктування.

Вивчення характеру зношування [4] вузла ущільнення – шток, а також величини реакції в зоні тертя (рис. 5, рис. 6) свідчить, що вони є основними чинниками, які призводять до незадовільної зносостійкості.

## Висновки

1. Внаслідок проведених розрахунків на основі математичної моделі визначено значення реакції в поступальній парі повзун-напрямна стояка насоса та побудовано її годограф.

2. В результаті аналізу комплексу діючих чинників в зоні тертя вузла ущільнення-шток насоса було встановлено, що низький термін служби значною мірою залежить від навантажень та параметрів робочого середовища.

3. Для зменшення інтенсивності зношування вузла ущільнення – шток бурового насоса двосторонньої дії УНБ-600 необхідне застосування ефективної технології зміцнення робочої поверхні штока та модернізація конструкції ущільнення.

## Література

1. Крагельский И.В. Трение и износ. – М., :Машиностроение, 1968. – 480 с.

2. Зиновьев В.А. Курс теории механизмов и машин. – М., :Наука, 1975. – 384 с.

3. Фрикционный износ резин: Сб.статей. – М.: Химия, 1964.

4. Механизм износа пары трения шток-манжета и средства износостойкости / Гладкий С.И., Климишин Я.Д., Парайко Ю.И.; Ивано-Франковск. гос. техн. ун-т нефти и газа. – Ивано-Франковск, 1996. – 15 с.: ил. – Библиогр.: 8 назв. – Укр. – Деп. в ГНТБ Украины 06.05.96, № 1138-Ук96.