

М. В. ШАПОВАЛ, ст. викладач

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

АНАЛІЗ ЗМІНИ ТИСКУ ПОДАЧІ ПРОТЯГОМ ЦИКЛУ РОБОТИ ОДНОПОРШНЕВОГО РОЗЧИНОНАСОСА З КОМБІНОВАНИМ КОМПЕНСАТОРОМ ПУЛЬСАЦІЇ

Актуальність проблеми. Створення розчинонасоса простого за конструкцією, який би забезпечував перекачування будівельних розчинів різної рухомості з помірною пульсацією подачі при раціональному підборі геометричних параметрів робочого органу.

Аналіз публікацій. Аналіз літературних джерел та виробничого досвіду використання сучасних розчинонасосів показує, що найбільш важливими вимогами, що ставляться перед сучасними розчинонасосами, є їх здатність стабільно перекачувати по трубопроводах будівельні розчини зниженої рухомості при помірній пульсації подачі, підвищеному об'ємному ККД та високій надійності у роботі. Тому необхідно створити однопоршневий розчинонасос найбільш простої конструкції та обладнати його комбінованим повітряним компенсатором, який містить дві камери – одна з вільним, а друга – зі стиснутим повітрям.

Формування цілей і задач. Метою представленої роботи є – математичне обґрунтування зміни тиску подачі розчину протягом циклу з урахуванням закону руху поршня та на основі закону Бойля-Маріотта дії комбінованого компенсатора тиску подачі розчину.

Основна частина. При будівництві будинків і споруд для рівномірного нанесення на стіни штукатурних розчинів створений однопоршневий розчинонасос одинарної дії (рис.1), обладнаний механічним приводом поршня від кривошипно-шатунного механізму та комбінованим компенсатором тиску, повинен забезпечувати подачу розчину в нагнітальний трубопровід у тактах всмоктування й нагнітання однаковими порціями. Зумовлене це тим, що робочий тиск розчину на виході в нагнітальний трубопровід змінюється протягом циклу роботи розчинонасоса в однакових межах – в такті нагнітання від мінімального значення до максимального, а в такті всмоктування, навпаки – від того самого максимального до того ж мінімального.

Наведені на рис. 2 дані [1] характеризують максимальні відхилення тиску подачі розчину від його середнього рівня, але вони не дають можливості простежити за

тим, як буде він змінюватися протягом усього циклу роботи розчинонасоса. Тому в роботі досліджені зміни тиску подачі розчину протягом циклу з урахуванням закону руху поршня та дії комбінованого компенсатора тиску.

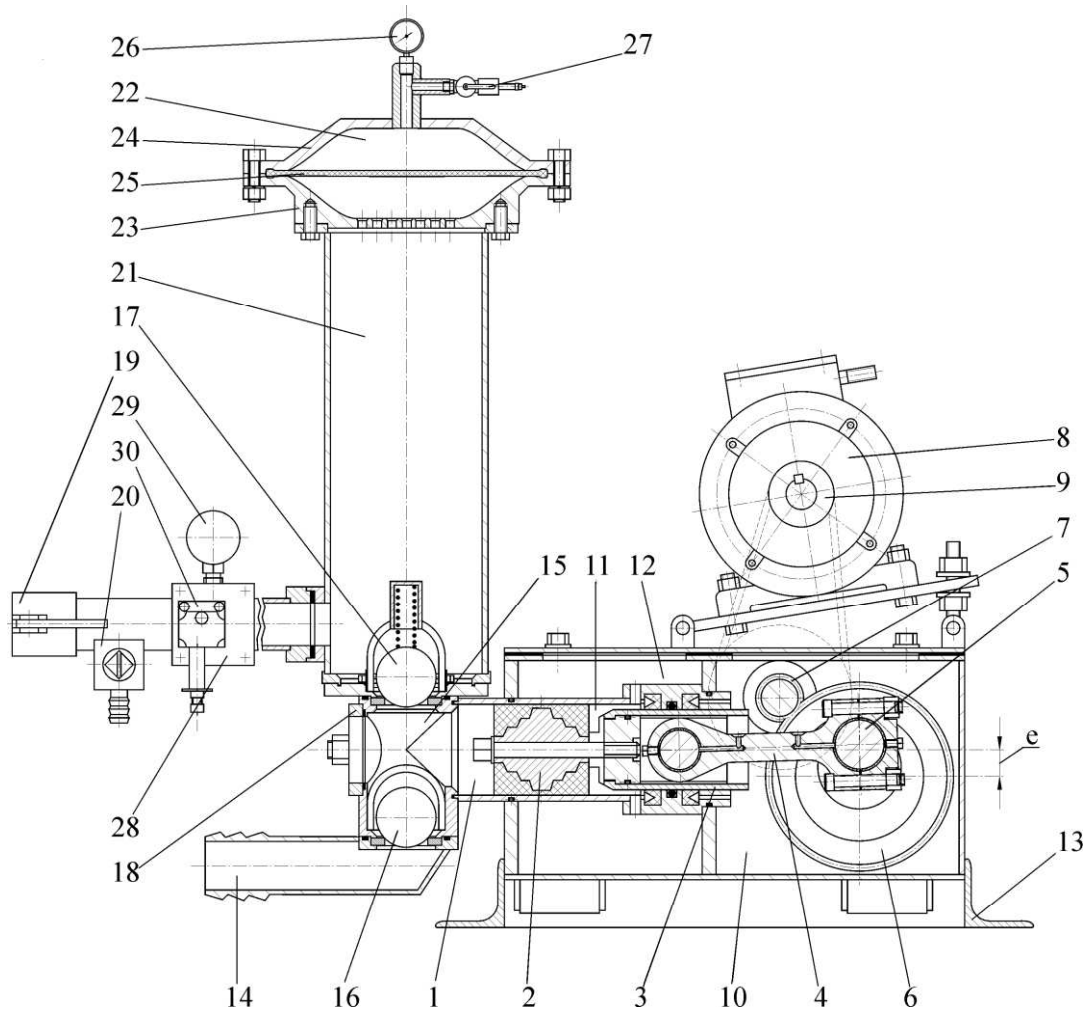


Рис. 1. Схема однопоршневого розчинонасосу з компенсатором пульсації тиску: 1 – робочий циліндр; 2 – поршень; 3 – повзун; 4 – шатун; 5 – вісь колінчастого вала; 6 – зубчате колесо; 7 – вал-шестерня; 8 – електродвигун; 9 – клинопасова передача; 10 – камера редуктора; 11 – штокова порожнина; 12 – камера замкнена промивочна; 13 – рама; 14 – патрубок усмоктувальний; 15 – робоча камера; 16, 17 – всмоктувальний та нагнітальний кульовий клапан; 18 – кришка до робочої камери; 19 – нагнітальний патрубок; 20 – з краном зниження тиску; 21 – циліндрична камера; 22 – замкнена камера; 23, 24 – нижня і верхня деталі тарілчастої форми; 25 – гумотканинна діафрагма; 26 – манометр; 27 – ніпель; 28 – діафрагмова камера; 29 – манометр; 30 – реле тиску.

Аналітичні дослідження виконані за умовою, що поршень розчинонасоса приводиться в рух від кривошипно-шатунного механізму, в якому вісь вала кривошипа зміщена вниз відносно осі поршня на величину e (рис. 3).

При аналізі закону руху поршня (точка В, рис. 3) введені залежності координати x та y (точка А, рис. 3) [2] від кута повороту вала кривошипа φ

$$\begin{cases} x_A = R \cdot (1 - \cos \varphi), \\ y_A = R \cdot \sin \varphi. \end{cases} \quad (6)$$

У зв'язку з тим, що шатун l при повороті кривошипа буде змінювати кут свого нахилу до горизонталі α , його горизонтальна проекція буде меншою за довжину шатуна l на величину

$$l - \sqrt{l^2 - (R \cdot \sin \varphi - e)^2}.$$

Тому координата x поршня (точка В), вимірювана від лівого крайнього положення точки В ($\varphi = 0$) [2], буде складати

$$x_B = R \cdot (1 - \cos \varphi) - \left[l - \sqrt{l^2 - (R \cdot \sin \varphi - e)^2} \right] \quad (7)$$

де R – радіус кривошипа; l – довжина шатуна; e – величина зміщення осі кривошипа по висоті відносно осі поршня.

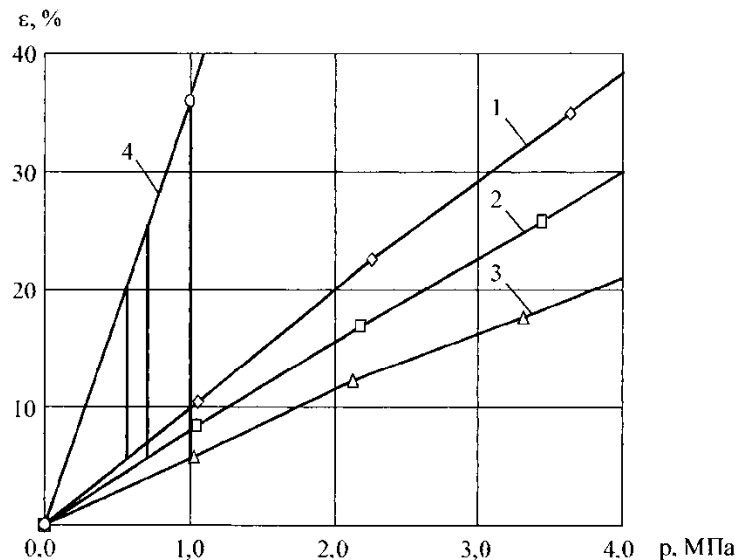


Рис. 2. Залежність ступеня пульсації тиску від тиску подачі при попередньому тиску стисненого повітря: 1 – 0,5 МПа; 2 – 0,7 МПа; 3 – 1,0 МПа, 4 – пульсація тільки під дією незамкненої камери (зростання тиску від атмосферного до тиску приведення в дію замкненої камери).

Тоді хід поршня (точка В) на нагнітання розчину протягом повного циклу роботи розчинонасоса буде (при $\varphi = 0 \dots 2\pi$):

$$\text{при } 0 \leq \varphi \leq \pi, \quad x_1 = R \cdot (1 - \cos \varphi) - \left[l - \sqrt{l^2 - (R \cdot \sin \varphi - e)^2} \right] \quad (8)$$

$$\text{при } \pi \leq \varphi \leq 2\pi, \quad x_2 = 0$$

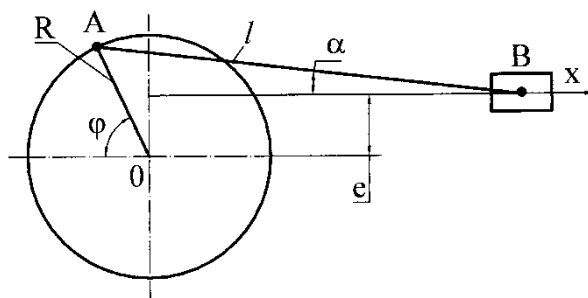


Рис. 3. Кінематична схема привода поршня експериментального розчинонасоса.

тобто в такті нагнітання ($\pi \leq \varphi \leq \pi$) одна частина перекачуваного розчину буде витискатися в нагнітальний трубопровід, а друга його частина – буде заповнювати камеру повітряного компенсатора, зменшуючи об’єм цієї камери на величину ΔV_1 .

Виходячи з вище сказаного, для визначення кутів ”мертвих” точок, а також для визначення точок в яких швидкість робочого органу рівна нулю, необхідно визначити положення точок початку і кінця такту нагнітання. З цією метою продиференціюємо по куту φ рівняння (8) руху поршня (точка B) і отримаємо залежність швидкості переміщення поршня від кута повороту кривошипа (рис. 4)

$$x'_B = R \cdot \sin \varphi - \frac{(R \cdot \sin \varphi - \varepsilon) \cdot R \cdot \cos \varphi}{\sqrt{l^2 - (R \cdot \sin \varphi - \varepsilon)^2}}. \quad (9)$$

Підставивши в рівняння (9) геометричні параметри сконструйованого приводу $R = 40$ мм, $l = 200$ мм, $\varepsilon = 20$ мм та прирівнюючи x'_B нулю, отримаємо рівняння, після рішення якого визначимо кути $\varphi_0 = -7,18^\circ$ и $\varphi_1 = 175,22^\circ$. Це і є кути повороту кривошипа, які визначають відповідно положення крайніх ”мертвих” точок поршня.

Далі розділимо весь цикл роботи розчинонасоса на дві частини такт нагнітання в інтервалі φ від $-7,18^\circ$ до $175,22^\circ$ і такт всмоктування – при φ від $175,22^\circ$ до $352,82^\circ$.

В такті нагнітання буде здійснюватись два процесу – збільшення об’єму розчину в компенсаторі за рахунок його подачі від руху поршня і зменшення цього об’єму за рахунок подачі частини розчину в нагнітальний трубопровід.

Оскільки прийнято, що зміни тиску розчину в тактах нагнітання та всмоктування відбуваються в однакових межах, а струмінь розчину на виході з нагнітального трубопроводу під час роботи розчинонасоса з комбінованим компенсатором тиску практично рівномірний, тоді допускаємо, що подача розчину протягом циклу не змінюється. За цією умовою зміна стиснутого повітря в компенсаторі під час зміни кута φ буде складати

$$\text{при } 0 \leq \varphi \leq \pi, \quad \Delta V_1 = F_n \cdot \left(x_1 - \frac{h_n}{2\pi} \cdot \varphi \right), \quad (10)$$

$$\text{при } \pi \leq \varphi \leq 2\pi, \quad \Delta V_2 = F_n \cdot \left[\left(x_n - \frac{h_n}{2} \right) - \frac{h_n}{2\pi} \cdot (\varphi - \pi) \right],$$

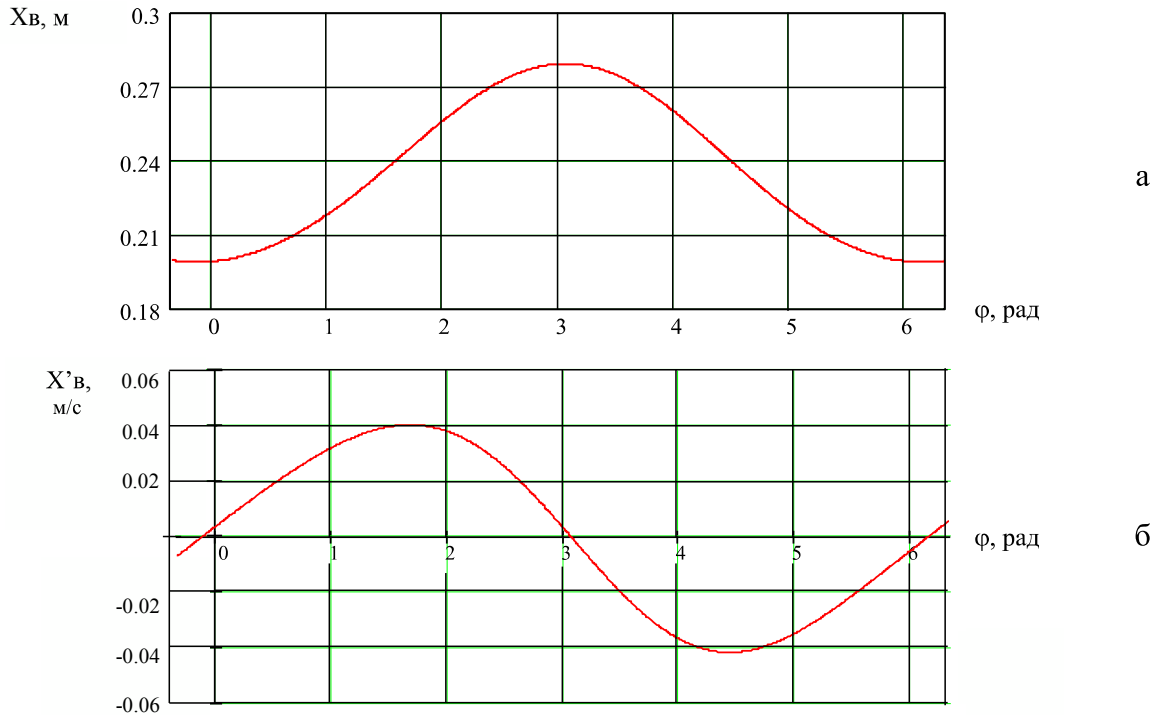


Рис. 4. Графіки залежності переміщення поршня (точка В) (а) його швидкості (б) в залежності від кута повороту кривошипа .

де ΔV_1 – зміна об’єму стиснутого повітря в компенсаторі у такті нагнітання поршня по відношенню до об’єму стиснутого повітря при $\varphi = 0$; ΔV_2 – те ж саме у такті всмоктування поршня, тобто при $\varphi = 0 \dots 2\pi$; x_1 – закон руху поршня залежно від кута φ в такті нагнітання ($\varphi = 0 \dots \pi$), визначається за рівнянням (10); h_n – повна величина ходу поршня $h_n = x_1^{max} - x_1^{min}$, визначається також за рівнянням (10), ця величина незначно відрізняється від $2R$ за рахунок зміщення осі вала кривошипа відносно осі поршня; x_n – величина x_1 при $\varphi = \pi$.

Згідно із законом Бойля-Маріотта,

$$V_\varphi = \frac{V_{np}}{10 \cdot p_\varphi}, \text{ звідки } p_\varphi = 0,1 \cdot \frac{V_{np}}{V_\varphi}, \quad (11)$$

де V_φ – поточний об’єм стиснутого повітря в компенсаторі при куті φ ; V_{np} – приведений до нормальних умов ($p = 0,1$ МПа) об’єм повітря в компенсаторі; p_φ – тиск стиснутого повітря (й розчину) при куті φ , МПа.

Оскільки $V_\varphi = V_0 - \Delta V$, то з урахуванням формул (11) маємо зміну тиску подачі розчину протягом циклу роботи розчинонасоса

$$\text{при } 0 \leq \varphi \leq \pi, \quad p_{\varphi_1} = \frac{0,1 \cdot V_{np}}{V_0 - F_n \cdot \left(x_1 - \frac{h_n}{2\pi} \cdot \varphi \right)} \quad (12)$$

$$\text{при } \pi \leq \varphi \leq 2\pi, \quad p_{\varphi_2} = \frac{0,1 \cdot V_{np}}{V_0 - F_n \cdot \left[\left(x_\pi - \frac{h_n}{2} \right) - \frac{h_n}{2\pi} \cdot (\varphi - \pi) \right]},$$

де V_0 – об’єм стиснутого повітря в компенсаторі при $\varphi = 0$, $V_0 = \frac{V_{np}}{10 \cdot p_0}$, p_0 – тиск стиснутого повітря на початок циклу роботи розчинонасоса, МПа; x_1 – хід поршня в такті нагнітання, що визначається за рівнянням (8).

Після підстановки значення x_1 у формулу (12) отримаємо

$$\text{при } 0 \leq \varphi \leq \pi, \quad p_{\varphi_1} = \frac{0,1 \cdot V_{np}}{V_0 - F_n \cdot \left\{ R \cdot (1 - \cos \varphi) - \left[l - \sqrt{l^2 - (R \cdot \sin \varphi - e)^2} \right] - \frac{h_n}{2\pi} \cdot \varphi \right\}}, \quad (13)$$

$$\text{при } \pi \leq \varphi \leq 2\pi, \quad p_{\varphi_2} = \frac{0,1 \cdot V_{np}}{V_0 - F_n \cdot \left[\left(x_\pi - \frac{h_n}{2} \right) - \frac{h_n}{2\pi} \cdot (\varphi - \pi) \right]}.$$

Таким чином, користуючись формулами (13), можна визначити зміну тиску подачі розчину протягом циклу роботи розчинонасоса, якщо відомі параметри R , l , ε , F_n , V_{np} та задана величина p_0 .

Розчинонасос має такі конструктивні параметри: радіус кривошипа $R = 0,4$ дм; довжина шатуна $l = 5R = 2$ дм; величина зміщення $\varepsilon = 0,5R = 0,2$ дм; площа поршня, що має діаметр $0,9$ дм, $F_n = \frac{\pi}{4} \cdot D_n^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 0,9^2 = 0,637$ дм² = $63,7$ см².

Приведений об’єм повітря в обох камерах комбінованого компенсатора тиску

$$V_{np} = V_g + V_{cm} \cdot p_{cm} = 5 + 3 \cdot 7 = 26, \text{ дм}^3.$$

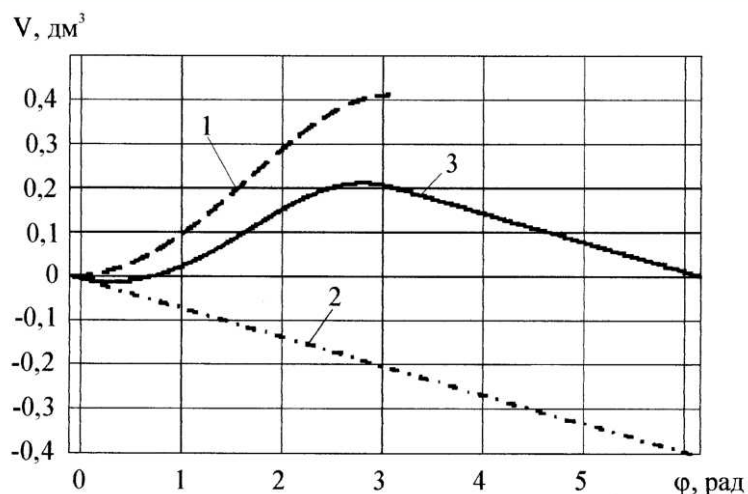


Рис. 5. Зміна об'єму розчину в компенсаторі: 1 – від переміщення поршня, 2 – від подачі в трубопровід, 3 – дійсна зміна.

визначається за виразом $F_n \cdot x_1$. Друга крива – характеризує зміну об'єму розчину в першій камері компенсатора від подачі його в нагнітальний трубопровід, що визначається за формулою:

$$q = \frac{V_{p.d.}}{2\pi} \cdot \varphi,$$

де $V_{p.d.}$ – дійсний робочий об'єм поршня.

Третя крива показує дійсну зміну об'єму розчину в камері компенсатора протягом циклу роботи розчинонасоса, що зумовлює зміну тиску стисненого повітря в компенсаторі та тиску подачі розчину.

На рис 6 наведені графіки зміни тиску перекачуваного розчину протягом повного циклу роботи розчинонасоса, отримані за допомогою ПЕОМ з використанням формул (13) при початкових рівнях тиску $p_0 = 1, 2, 3$ і 4 МПа.

Числові дані цих розрахунків наведено в таблиці.

Таблиця.

Залежність пульсації від тиску подачі

p_0 , МПа	p_{max} , МПа	Δp , МПа	p_{cp} , МПа	ε , %
1,0	1,145	0,145	1,073	13,5
2,0	2,600	0,600	2,300	26,0
3,0	4,500	1,500	3,750	40,0
4,0	6,700	2,700	5,350	50,3

Аналіз отриманих даних свідчить про те, що під час такту нагнітання ($\varphi = 0 \dots \pi$) тиск повітря (й розчину) в компенсаторі починає зростати, сягає максимального рівня і потім починає знижуватися за деякий час до закінчення такту нагнітання.

Ступінь зростання тиску в такті нагнітання значно залежить від рівня початкового тиску. Так, при початковому тиску 1 МПа пульсація тиску складає 13,5%, а при $p_0 = 2$ МПа – вже 26%, тобто майже вдвічі більше.

Причиною зростання рівня пульсації при підвищенні початкового тиску p_0 є те, що сумарний об'єм V_0 стиснутого повітря в камерах компенсатора на початок циклу, прямо пропорційний сумарному приведену об'єму V_{np} і зворотно пропорційний початковому тиску повітря в цей час. Тому, чим більший початковий тиск, тим менший об'єм компенсуючого повітря при даному тиску в такті нагнітання та зниження його в такті всмоктування.

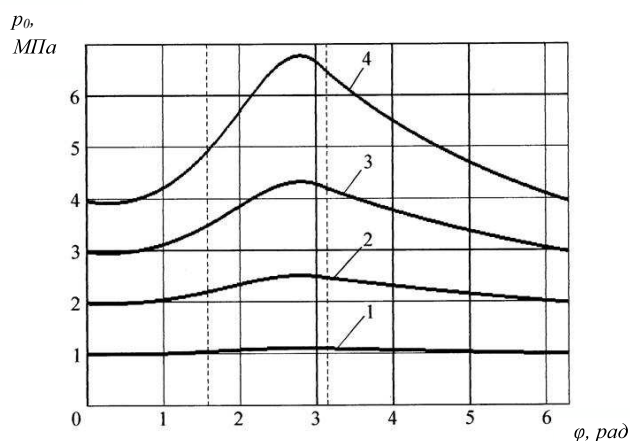


Рис. 6. Графіки залежності тиску від кута повороту вала кривошипа: 1 – при $p_0 = 1$ МПа; 2 – $p_0 = 2$ МПа; 3 – $p_0 = 3$ МПа; 4 – $p_0 = 4$ МПа.

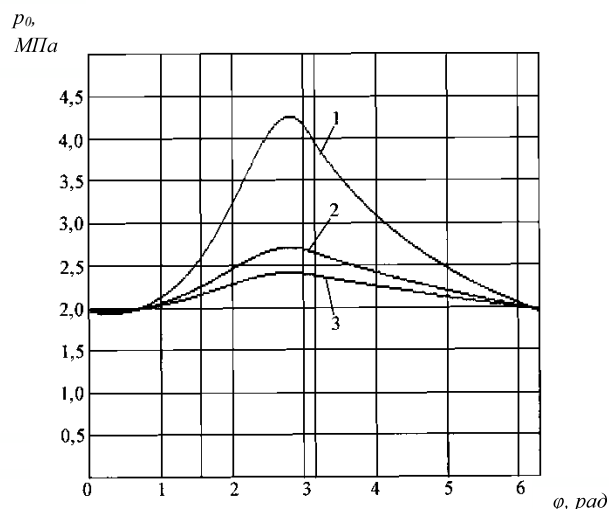


Рис. 7. Графіки зміни тиску протягом циклу залежно від сумарного приведеного об'єму повітря: 1 – 10 дм³, 2 – 20 дм³, 3 – 30 дм³.

Зміщення максимуму на кривих зміни тиску вліво від кута $\varphi = \pi$ пояснюється тим, що наприкінці ходу поршня в такті нагнітання його швидкість суттєво знижується і в деякий час не забезпечує рівень середньої подачі за цикл. Починаючи із цього моменту, подача розчину в нагнітальний трубопровід відбувається не тільки за рахунок нагнітання від поршня, але й за рахунок розширення стиснутого повітря в компенсаторі, що, у свою чергу, супроводжується зниженням тиску повітря в компенсаторі. Таке ж явище спостерігається й у початковий момент такту нагнітання,

коли мала швидкість ходу поршня ще не забезпечує потрібний рівень подачі розчину. У зв'язку з цим на кривих зміни тиску в початковий період такту нагнітання з'являються ділянки зниження тиску від початкового, що особливо добре помітні на кривих з високим тиском ($p_0 = 3, \text{ і } 4 \text{ МПа}$).

На рис. 7 наведені графіки зміни тиску повітря в компенсаторі протягом циклу залежно від сумарного приведенного об'єму повітря, що знаходиться в комбінованому компенсаторі. Ці графіки побудовані за рівняннями (13) для сумарного приведенного об'єму повітря $V_{np} = 10, 20 \text{ і } 30 \text{ дм}^3$ при початковому тиску $p_0 = 2 \text{ МПа}$.

Такий початковий рівень тиску був обраний у зв'язку з тим, що тиск подачі розчину $1,5 \dots 2,5 \text{ МПа}$ є найбільш розповсюдженим при виконанні штукатурних робіт.

З наведених графіків видно, що величина сумарного приведенного об'єму значно впливає на рівень коливання тиску подачі протягом циклу роботи насоса. Особливо велике коливання тиску спостерігається тоді, коли приведений об'єм повітря складає 10 дм^3 . З наведених даних витікає, що для забезпечення помірною рівня пульсації подачі розчину приведений об'єм повітря в компенсаторі повинен бути не менше від 20 дм^3 .

ЛІТЕРАТУРА

1. Шаповал М. В. Вплив параметрів роботи комбінованого компенсатора на рівень пульсації тиску / М. В. Шаповал // Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Дн-вск: ГВУЗ ПГАСА, 2012. – № 66. – С. 204 – 211.
2. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов и др.; Под ред. К. В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.
3. Сулейманов, М. М. Обвязка буровых насосов / М. М. Сулейманов. – Баку: Азернефтнешр, 1960. – 214 с.
4. Кукоба А. Т. Изменение объёма растворной смеси при перекачивании растворонасосом/ А. Т. Кукоба, Б. О. Коробко, А. В. Васильев // Механизация строительства. – М.: "Креативная экономика", 2000. – № 3. – С. 24 – 35.
5. Скрицкий В. Я. Эксплуатация промышленных гидроприводов / В. Я. Скрицкий, В. А. Рокшевский. – М.: Машиностроение, 1984. – 176 с.
6. Ивянский Г. Б. Транспорт строительных растворов по трубам / Г. Б. Ивянский. – М.: Госстройиздат, 1957. – 187 с.