

УДК 693.6.002.5

Ємельянова І.А.,

Харківський національний університет будівництва та архітектури

Шаповал Н.В.

*Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка***ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПОКАЗНИКІВ РОЗЧИНОНАСОСА ЗАЛЕЖНО ВІД
ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ УСМОКТУВАЛЬНОЇ КАМЕРИ ТА
КОМПЕНСАТОРІВ РІЗНИХ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ**

Вступ. Аналіз сучасних розчинонасосів вказує як на пошук шляхів спрощення їх конструкцій, так і на вдосконалення принципової схеми при зведенні до мінімуму пульсацій у трубопроводі під час транспортування будівельних розчинів.

З метою зниження пульсації в сучасних однопоршневих розчинонасосах застосовують компенсатори тиску у вигляді повітряних ковпаків різного об'єму. Але повітряні компенсатори, поряд з перевагами, мають суттєві недоліки: стиснуте повітря безпосередньо контактує з перекачуваним розчином та інтенсивно видаляється із компенсатора в процесі роботи розчинонасоса. Особливо прискорюється видалення повітря при підвищеному тиску подачі (вище 1,2...1,5 МПа). При цьому, ефективність роботи компенсатора суттєво знижується, а пульсації зростають. Але цей процес на даний час ще недостатньо вивчений.

Розробка нових конструкцій компенсаторів та удосконалення діючих є актуальною проблемою для забезпечення ефективної роботи розчинонасосів.

Мета і завдання дослідження. Метою даної роботи є підвищення ефективності роботи однопоршневого розчинонасоса за рахунок зниження пульсацій тиску подачі розчину по трубопроводу і підвищення об'ємного ККД завдяки використанню комбінованого компенсатора збільшеного об'єму при раціональних режимах його роботи.

Для досягнення визначеної мети необхідно розв'язати наступні завдання:

1. Встановити теоретичні залежності для визначення показників ефективної роботи розчинонасоса удосконаленої конструкції з урахуванням комбінованих ком-

пенсаторів, що пропонуються: продуктивності, об'ємного ККД, потужності при цьому, довести переваги використання комбінованого компенсатора збільшеного об'єму.

2. Співставити теоретичні залежності продуктивності, об'ємного ККД та потужності зі експериментальними даними та обґрунтування ефективності роботи однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму.

Об'єктом досліджень є робочі процеси транспортування будівельних розчинів з урахуванням пульсацій, які мають місце при їх русі по трубопроводу однопоршневим розчинонасосом з компенсатором підвищеної ефективності.

Предметом досліджень є однопоршневий розчинонасос з комбінованими компенсаторами різних конструктивних рішень.

Методи досліджень. При виконанні досліджень були використанні: основні положення гідродинаміки, методи математичної фізики, фізико-математичне моделювання методами прикладної механіки, статистична обробка експериментальних даних, метод планувального експерименту, комп'ютерне програмування Microsoft Office, Компас 3D, MathCAD 14, Maple 17.

Результати дослідження. Теоретично обґрунтовано та експериментально підтверджено на основі чотирьохфакторного експерименту результати досліджень з визначення продуктивності, об'ємного ККД та потужності з урахуванням реологічних властивостей розчину, тиску подачі розчину при використанні комбінованих компенсаторів з обґрунтуванням переваг комбінованого компенсатора збільшеного об'єму.

Основний матеріал. Розчинонасос, який пропонується до розгляду, має принципову схему, з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму.

Розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму працює наступним чином (рис. 1).

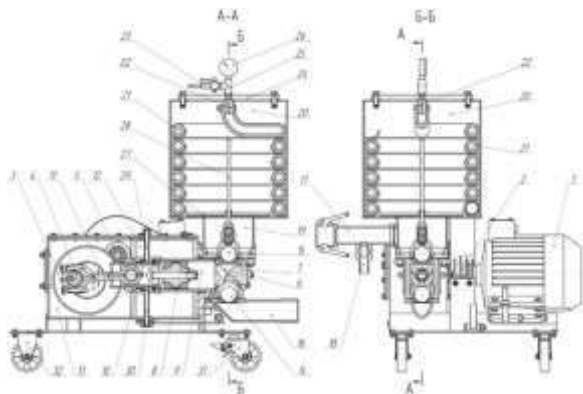


Рис. 1. Однопоршневий розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму: 1 – електродвигун; 2 – клинопасова передача; 3 – зубчасте колесо; 4 – кривошипний вал; 5 – вал-шестерня; 6 – всмоктувальна камера; 7 – спеціальна циліндрична вставка; 8 – поршень; 9 – робочий циліндр; 10 – повзун; 11 – шатун; 12 – камера; 13 – корпус редуктора; 14, 15 – всмоктувальний та нагнітальний підпружинений кульові клапани; 16, 17 – всмоктувальний і нагнітальний патрубки; 18 – кран зниження тиску; 19 – нагнітальна камера; 20 – циліндрична камера; 21 – замкнена камера; 22 – штуцер вузла підкачки повітря; 23 – ніпель; 24 – кришка; 25 – патрубок редуційний; 26 – манометр; 27 – поплавков-обмежувач; 28 – направляючий стрижень; 29, 30 – каналні патрубки; 31, 32 – пара коліс.

Після вмикання електродвигуна 1 поршень 8 від клинопасової передачі 2 та зубчастої передачі, яка складається з колеса 3 та вала-шестерні 5, здійснює зворотньо-поступальний рух. При ході поршня ліворуч у всмоктувальній камері 6 створюється розрідження, і розчин через відкритий всмоктувальний клапан 14 поступає в камеру 6. Оскільки нагнітальний клапан 15 закритий, при сталому процесі роботи розчинонасоса тиск подачі у нагнітальному патрубку 17 знижується, стиснуте повітря у циліндричній камері 20 (а при підвищеному тиску подачі вище 0,7 МПа – й у замкненій камері 21) розширюється, внаслідок чого об'єм повітря в камерах 20, 21

витискає розчин в нагнітальний патрубок 17.

Під час ходу поршня праворуч всмоктувальний клапан 14 закривається, а середовище, що перекачується, через відкритий нагнітальний клапан 14 поступає в нагнітальну камеру 19. Одна частина цього середовища витискається в нагнітальний патрубок 16, а друга заповнює камеру 20, стискуючи повітря через поплавков-обмежувач 27, який призводить до мінімуму видалення об'єму повітря із перекачуванним розчином за рахунок обмеження контакту повітря з розчином, рухаючись вгору в низ залежно від зростання тиску подачі.

Встановлена у всмоктувальній камері 6 спеціальна циліндрична вставка 7, яка суттєво знижує зворотні витоки через всмоктувальний клапан 14 в такті нагнітання за рахунок більш спрямованого напрямку потоку розчину на кульку, що запобігає її зависанню особливо при перекачуванні розчинів зниженої рухомості. Також наявність спеціальної циліндричної вставки 7 суттєво зменшує "шкідливий об'єм" всмоктувальної камери 6.

З урахуванням стиснення розчину в робочій камері та зворотних витоків через клапани об'ємний коефіцієнт корисної дії має вигляд

$$\eta_{об} = \frac{V_{н.ф}}{V_p} = \frac{[V_{повн} \cdot (1 \pm \varepsilon) - \Delta V_{вс.кл}] \cdot (1 - \varepsilon_{см1})}{V_p \cdot (1 - \varepsilon_{см1}) - \frac{\Delta V_{н.кл} \cdot (1 + \varepsilon_{см1}) - V_{шк}}{V_p \cdot (1 - \varepsilon_{см1})} \left(F_n \cdot \left[\left(x_n - \frac{h_n}{2} \right) - \frac{h_n}{2\pi} \cdot (\varphi_{нз} - \pi) \right] \cdot \delta \right)} \quad (1)$$

де V_p – розрахунковий об'єм розчину; $V_{н.ф}$ – фактичний об'єм розчину, який подається у нагнітальний трубопровід; $\Delta V_{вс.кл}$, $\Delta V_{н.кл}$ – об'єми втрат при закритті всмоктувального і нагнітального клапанів відповідно; $\varepsilon_{см}$ – коефіцієнт об'ємного стиснення при тиску подачі розчину $p_{н.ном}$; $\varepsilon_{см1}$ – коефіцієнт відносного стиснення розчинів набуває максимальної величини внаслідок повного розчинення пухирцевого повітря і при збільшенні тиску.

За один цикл роботи насоса розрахункова подача буде дорівнювати робочому

об'єму розчину, який насос видає в транспортну магістраль, а дійсна – представляти різницю між об'ємом розчину за повний хід поршня і втратами розчину при цьому

$$V_p = \left(\frac{\pi}{4} \cdot D_n^2 \cdot S \right) - \Delta V, \text{ дм}^3, \quad (2)$$

де D_n – діаметр поршня, дм; S – хід поршня, дм; ΔV – сумарні втрати розчину за цикл.

Сумарні втрати розчину за цикл складають

$$\Delta V = \Delta V_1 + \Delta V_2 + \Delta V_3 + \Delta V_4, \text{ дм}^3, \quad (3)$$

де ΔV_1 – втрати від неповноти всмоктування розчину у всмоктувальну камеру; ΔV_2 – втрати розчину від зворотних витоків через кульові клапани при їх спрацюванні на закриття; ΔV_3 – втрати розчину за рахунок стискування пухирців повітря у всмоктувальній камері в такті нагнітання; ΔV_4 – втрати розчину за рахунок зниження рівня тиску подачі в такті всмоктування.

Витрати розчину від його стискування ΔV_3 на даний час не приділяли належної уваги.

Рівень стиснення вільного повітря [1] залежить не тільки від зовнішнього тиску, але й від рухомості перекачуваних розчинів, оскільки вміст вільного повітря в розчинах залежить від їх рухомості.

Витрати розчину ΔV_3 від стиснення повітря в розчині можна визначити залежністю

$$\Delta V_3 = \varepsilon_{cm} \cdot V_{шк}, \text{ дм}^3, \quad (4)$$

де ε_{cm} – відносна стискування розчину певної рухомості при даному тиску може бути визначено за залежністю [1]

$$\varepsilon_{cm}(p) = \frac{\Delta V_{cm}}{V_{роз}} \cdot 100 = \left[\frac{V_{0нов}}{V_{роз}} - \left(\frac{V_{0нов}}{V_{роз}} - k \cdot \frac{V_{вод}}{V_{роз}} \cdot \left(\frac{p}{p_0} - 1 \right) \right) \cdot \frac{p_0}{p} \right] \cdot 100\% \quad (5)$$

де $V_{0нов}$ – об'єм нерозчиненого повітря в розчині при атмосферному тиску; $V_{роз}$ – робочий об'єм поршня, дм³; $V_{шк}$ – шкідливий об'єм робочої камери, дм³

$$V_{шк} = V_{в.к.} - V_{д.с.} - V_{сп.вс.} = \frac{\pi \cdot D_{в.к.}}{4} \cdot H_{р.к} - \frac{\pi \cdot D_{д.с.}}{4} \cdot H_{р.к} - V_{сп.вс.} \quad (6)$$

де $V_{в.к.}$ – об'єм всмоктувальної камери; $V_{д.с.}$ – об'єм всмоктувальної камери на рівні сідла клапана; $V_{сп.вс.}$ – об'єм спеціальної вставки; $D_{в.к.}$, $D_{д.с.}$ – діаметри відповідно всмоктувальної камери та сідла клапана

$$\Delta V_4 = V_{роз.н.} - V_{роз.он} \quad (7)$$

де $V_{роз.н.}$ – об'єм розчину від подачі в циліндричну камеру компенсатора до початку всмоктування; $V_{роз.он.}$ – об'єм розчину, що залишився в циліндричній камері компенсатора до початку нагнітання.

Під час проведення загального експерименту здійснено приготування та перекачування цементних розчинів (1:3) рухомістю П 8...12 см.

Для визначення продуктивності розчинонасоса з комбінованими компенсаторами пульсації тиску та збільшеного об'єму застосовано плановий чотирьохфакторний експеримент. За функцію Y прийнято продуктивність $П_{\phi}$; аргументи: X_1 – рухомість розчину $П$, см; X_2 – тиск подачі розчину p , МПа; X_3 – приведений об'єм компенсатора $V_{комп}$, дм³; X_4 – кут нахилу спеціальної вставки у всмоктувальній камері β° , град.

Діапазони варіювання змінними розчинонасоса з комбінованими компенсаторами пульсації тиску приведені в табл. 1.

Фактична подача $П_{\phi}$ визначається за часом t заповнення розчином мірної ємності

$$П_{н.ф} = \frac{V_{мє}}{t} = \frac{0,06}{t} \cdot \frac{м^3}{с} \quad (8)$$

де $V_{мє}$ – об'єм мірної ємності 60 дм³.

Теоретична подача визначається відповідно залежності

$$П_p = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \cdot S \cdot z_n \cdot 60 \quad (9)$$

де D_n – діаметр поршня розчинонасоса, м; L_n – величина ходу поршня, м; n_n – кількість подвійних ходів поршня, хв⁻¹.

Для розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску одержано рівняння регресії в кодовому вигляді, відповідно якому побудовано графічні залежності (рис. 2).

Таблиця 1 – Значення інтервалів варіювання параметрів при дослідженні продуктивності розчинонасоса з комбінованими компенсаторами

№	Найменування	Позначення	Розмірність	Верній рівень (+)	Нульвий рівень (0)	Нижній рівень (-)	Інтервал варіювання
X ₁	Рухомість розчину	Π	см	12	10	8	1
X ₂	Середній тиск подачі розчину	p	МПа	2,5	1,5	0,5	1
X ₃	Приведені об'єми компенсаторів	V _{комп}	дм ³	47 64	26 47	5 30	21 17
X ₄	Кут нахилу спеціальної вставки	β°	град.	60	45	30	15

$$Y_1 = 3,156 + 0,31X_1 - 0,159X_2 + 0,155X_3 - 0,034X_4 + 0,22X_1^2 + 0,44X_2^2 + 0,39X_3^2 + 0,31X_4^2 - 0,061X_1X_2 - 0,038X_1X_3 + 0,025X_1X_4 \quad (10)$$

Після заміни значень факторів в кодовому вигляді на дійсні рівняння регресії, відображає зв'язок між продуктивністю *Π_{н.ф}* розчинонасоса та вихідними факторами, вплив яких досліджується на графічних залежностях

$$Y_1 = 3,156 + 0,31\left(\frac{\Pi - 10}{2}\right) - 0,159\left(\frac{p - 1,5}{1}\right) + 0,155\left(\frac{V_{комп} - 47}{17}\right) - 0,034\left(\frac{\beta - 45}{15}\right) + 0,22\left(\frac{\Pi - 10}{2}\right)^2 + 0,44\left(\frac{p - 1,5}{1}\right)^2 + 0,39\left(\frac{V_{комп} - 47}{17}\right)^2 + 0,31\left(\frac{\beta - 45}{15}\right)^2 - 0,061\left(\frac{\Pi - 10}{2}\right)\left(\frac{p - 1,5}{1}\right) - 0,038\left(\frac{\Pi - 10}{2}\right)\left(\frac{V_{комп} - 47}{17}\right) + 0,025\left(\frac{\Pi - 10}{2}\right)\left(\frac{\beta - 45}{15}\right) \quad (11)$$

Для розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму одержано рівняння регресії в кодовому вигляді, відповідно якому побудовані графічні залежності, а на (рис. 3) приведені графічні залежності від факторів, що досліджуються

$$Y_2 = 3,747 + 0,279X_1 - 0,157X_2 + 0,076X_3 + 0,195X_1^2 + 0,28X_2^2 + 0,53X_3^2 + 0,546X_4^2 + 0,105X_1X_2 + 0,025X_1X_3 + 0,036X_1X_4 + 0,053X_2X_4 + 0,16X_3X_4 \quad (12)$$

Натуральними значеннями факторів рівняння (12) має вигляд

$$Y_2 = 3,747 + 0,279\left(\frac{\Pi - 10}{2}\right) - 0,157\left(\frac{p - 1,5}{1}\right) + 0,076\left(\frac{V_{комп} - 47}{17}\right) + 0,195\left(\frac{\Pi - 10}{2}\right)^2 + 0,28\left(\frac{p - 1,5}{1}\right)^2 + 0,53\left(\frac{V_{комп} - 47}{17}\right)^2 + 0,546\left(\frac{\beta - 45}{15}\right)^2 + 0,105\left(\frac{\Pi - 10}{2}\right)\left(\frac{p - 1,5}{1}\right) + 0,025\left(\frac{\Pi - 10}{2}\right)\left(\frac{V_{комп} - 47}{17}\right) + 0,036\left(\frac{\Pi - 10}{2}\right)\left(\frac{\beta - 45}{15}\right) + 0,053\left(\frac{p - 1,5}{1}\right)\left(\frac{\beta - 45}{15}\right) + 0,16\left(\frac{V_{комп} - 47}{17}\right)\left(\frac{\beta - 45}{15}\right) \quad (13)$$

Результати досліджень (рис. 2, 3) впливу прийнятих факторів на продуктивність насоса та об'ємного ККД показують, що всі показники вище у розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму, а також суттєво знизився рівень пульсації тиску (на 15%), для якого одержані діапазони раціональних технологічних параметрів: X₁ = 9,5...10,5 см; X₂ = 1,0...1,5 МПа; X₃ = 43...50 дм³; X₄ = 37,5...52,5 (рис. 3).

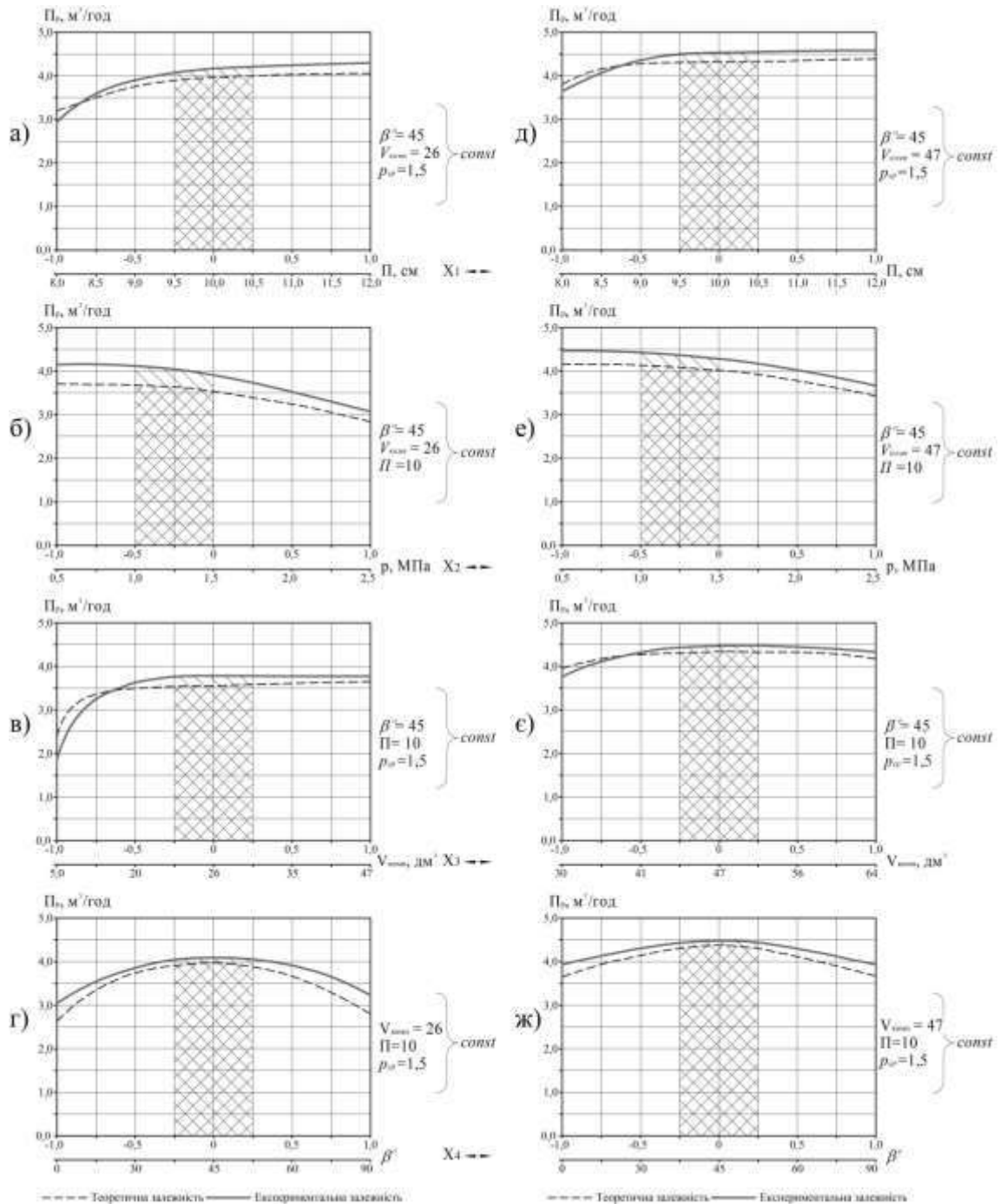


Рис. 2. Залежність продуктивності: а), б), в), г) з комбінованим компенсатором пульсації тиску; д), е), є), ж) з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму а), д) від рухомості розчину; б), е) від середнього тиску подачі розчину; в), є) від приведенного об'єму компенсатора; г), ж) від кута нахилу спеціальної вставки, що розташована у всмоктувальній камері

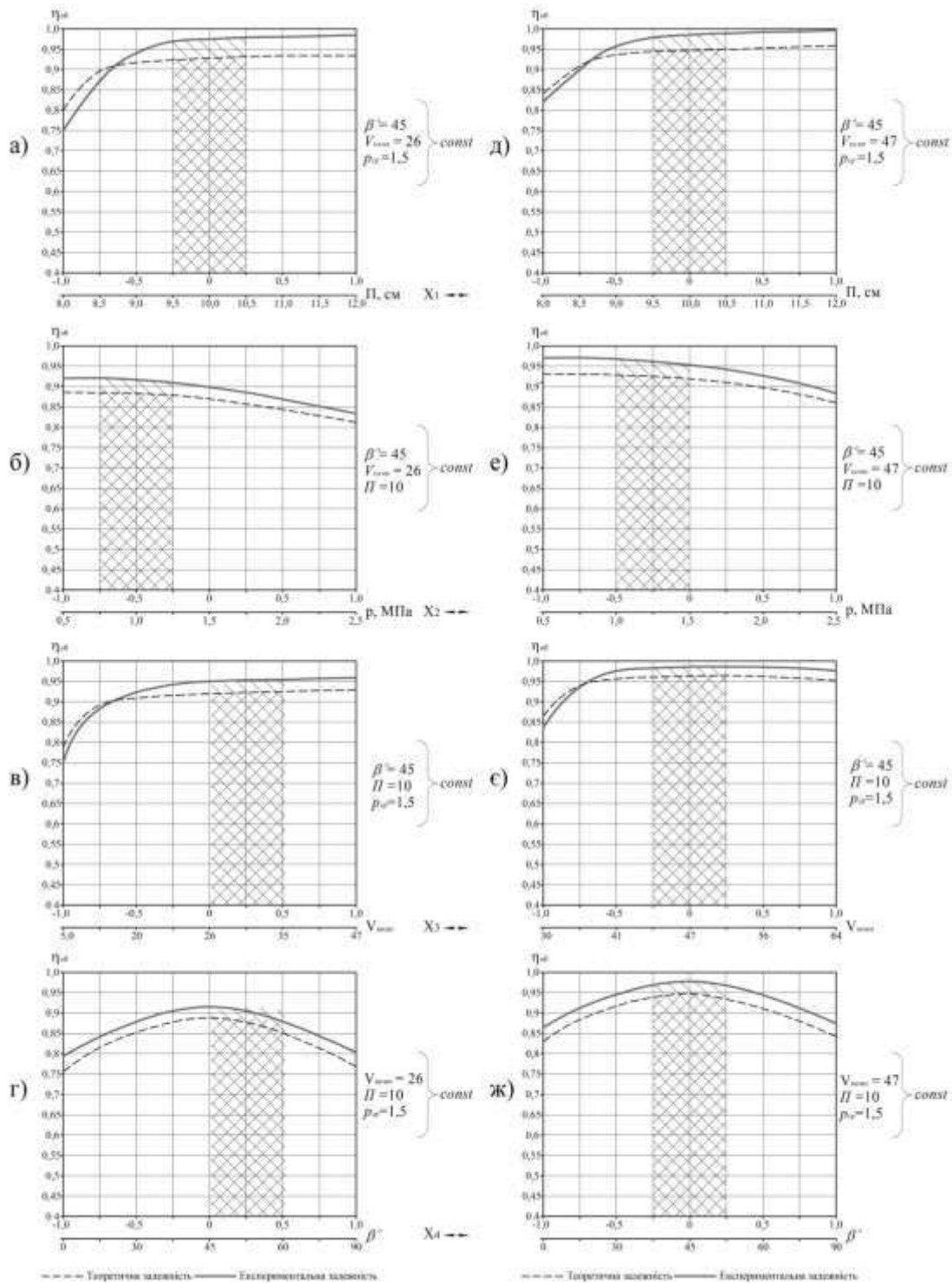


Рис. 3. Залежність об'ємного ККД розчинонасоса: а), б), в), г) з комбінованим компенсатором пульсації тиску; д), е), є), ж) з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму а), д) від рухомості розчину; б), е) від середнього тиску подачі розчину; в), є) від приведеного об'єму компенсатора; г), ж) від кута нахилу спеціальної вставки, що розташована у всмоктувальній камері

Аналогічним чином для дослідження впливу раніше вказаних факторів на витрати потужності розчинонасоса знайдено рівняння регресії відповідно якому побудовані графічні залежності (рис. 4).

Для розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску одержано

рівняння регресії в кодовому вигляді, згідно з яким побудовано графічні залежності (рис. 4, а, б, в, г).

$$Y_3 = 3,324 + 0,30 X_1 - 0,148 X_2 + 0,151 X_3 - 0,032 X_4 + 0,19 X_1^2 + 0,42 X_2^2 + 0,37 X_3^2 + 0,29 X_4^2 - 0,059 X_1 X_2 - 0,036 X_1 X_3 + 0,024 X_1 X_4 \quad (14)$$

Після заміни значень факторів в кодовому вигляді на дійсні рівняння регресії, відображає зв'язок між потужністю $P_{об}$ розчинонасоса та вихідними факторами, вплив яких досліджується

$$Y_3 = 3,234 + 0,30 \left(\frac{\Pi - 10}{2} \right) - 0,148 \left(\frac{p - 1,5}{1} \right) + 0,151 \left(\frac{V_{комп} - 47}{17} \right) - 0,032 \left(\frac{\beta - 45}{15} \right) + 0,19 \left(\frac{\Pi - 10}{2} \right)^2 + 0,42 \left(\frac{p - 1,5}{1} \right)^2 + 0,37 \left(\frac{V_{комп} - 47}{17} \right)^2 + 0,29 \left(\frac{\beta - 45}{15} \right)^2 - 0,059 \left(\frac{\Pi - 10}{2} \right) \left(\frac{p - 1,5}{1} \right) - 0,036 \left(\frac{\Pi - 10}{2} \right) \left(\frac{V_{комп} - 47}{17} \right) + 0,024 \left(\frac{\Pi - 10}{2} \right) \left(\frac{\beta - 45}{15} \right) \quad (15)$$

Для розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму одержано рівняння регресії в кодовому вигляді, відповідно якому побудовані графічні залежності, а на (рис. 4, д, е, є, ж) приведені графічні залежності від факторів, що досліджуються

$$Y_4 = 3,547 + 0,234 X_1 - 0,147 X_2 + 0,068 X_3 + 0,187 X_1^2 + 0,25 X_2^2 + 0,49 X_3^2 + 0,539 X_4^2 + 0,101 X_1 X_2 + 0,022 X_1 X_3 + 0,032 X_1 X_4 + 0,048 X_2 X_4 + 0,14 X_3 X_4 \quad (16)$$

З натуральними значеннями факторів рівняння (16) має вигляд

$$Y_4 = 3,547 + 0,234 \left(\frac{\Pi - 10}{2} \right) - 0,147 \left(\frac{p - 1,5}{1} \right) + 0,068 \left(\frac{V_{комп} - 47}{17} \right) + 0,187 \left(\frac{\Pi - 10}{2} \right)^2 + 0,25 \left(\frac{p - 1,5}{1} \right)^2 + 0,49 \left(\frac{V_{комп} - 47}{17} \right)^2 + 0,539 \left(\frac{\beta - 45}{15} \right)^2 + 0,101 \left(\frac{\Pi - 10}{2} \right) \left(\frac{p - 1,5}{1} \right) + 0,022 \left(\frac{\Pi - 10}{2} \right) \left(\frac{V_{комп} - 47}{17} \right) + 0,032 \left(\frac{\Pi - 10}{2} \right) \left(\frac{\beta - 45}{15} \right) + 0,048 \left(\frac{p - 1,5}{1} \right) \left(\frac{\beta - 45}{15} \right) + 0,14 \left(\frac{V_{комп} - 47}{17} \right) \left(\frac{\beta - 45}{15} \right) \quad (17)$$

Аналіз експериментальних та розрахункових результатів досліджень (рис. 4) свідчить про те, що показник потужності для усіх випадків у розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму менший в порівнянні з розчинонасосом, який оснащено комбінованим компенсатором пульсації тиску. Діапазони раціональних технологічних параметрів (рис. 4) наступні $X_1 = 10 \dots 11$ см; $X_2 = 1,0 \dots 1,5$ МПа; $X_3 = 47 \dots 56$ дм³; $X_4 = 37,5 \dots 52,5$ °.

Розбіжність результатів проведених експериментальних і теоретичних досліджень визначення потужності складає 15 – 17%.

Таким чином, можливо констатувати, що розчинонасос удосконаленої конструкції з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму при аналогічних умовах роботи розчинонасосів слід відмітити наступний ряд переваг перед розчинонасосом, який оснащено комбінованим компенсатором пульсації тиску:

- ступінь пульсації тиску подачі розчину зменшився на 15%;
- збільшилася продуктивність на 23%;
- знизилася витрати потужності на 21%.

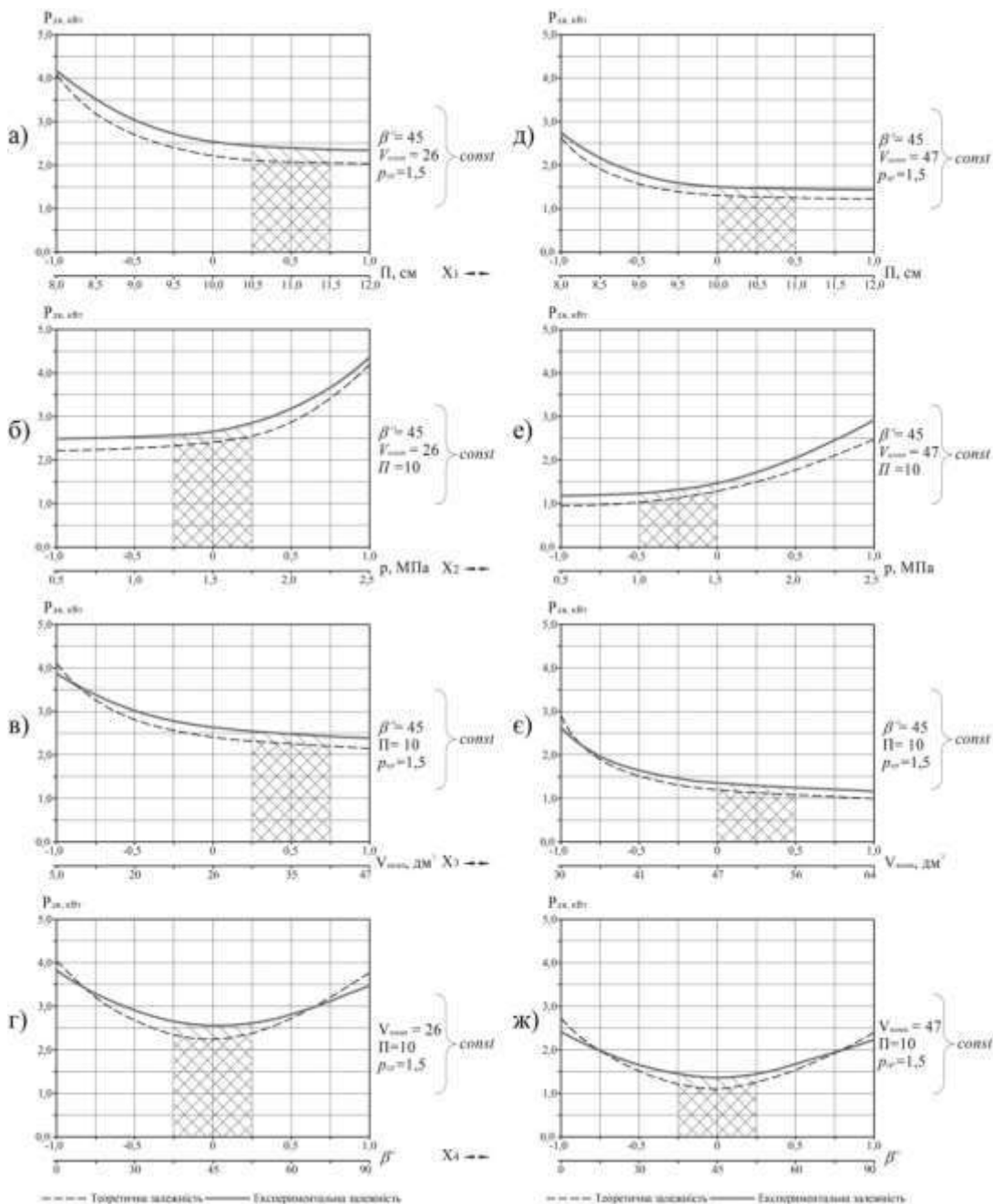


Рис. 4. Графічні залежності потужності: а), б), в), г) з комбінованим компенсатором пульсації тиску; д), е), є), ж) з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму а), д) від рухомості X_1 розчину; б), е) від та середнього тиску подачі розчину X_2 ; в), є) від приведенного об'єму компенсатора; г), ж) від кута нахилу спеціальної вставки X_3 , що розташована у всмоктувальній камері

Висновки. Теоретично та експериментально встановлено механізм впливу факторів на продуктивність, об'ємний ККД та потужність розчинонасоса. Рациональний режим роботи розчинонасоса відбувається при таких діапазонах варіювання факторів: перекачування розчину рухомістю $\Pi = 9,5 \dots 10,5$ см, тиску подачі $p = 1,0 \dots 1,5$ МПа, приведеному об'єму компенсатора

$V_{\text{комп}} = 44 \dots 50$ дм^3 встановлення у всмоктувальну камеру спеціальної вставки під кутом 45° .

ЛИТЕРАТУРА:

1. Кукоба А.Т., Коробко Б.О., Васильев А.В. Изменение объёма растворной смеси при перекачивании растворонасосом //Механизация строительства.–2000. – № 3.
2. Онищенко А.Г., Кукоба А.Т., Уст'янец В.У. Методика розрахунку зворотних втрат розчину через усмоктуючий клапан

- вертикального диференціального розчинонасоса // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. – Вип. 3. – Полтава: ПДТУ, 1998. – С. 3-6.
3. Онищенко О. Г., Шаповал М. В., Васильев А.В. Однопоршневой растворонасос с комбинированным компенсатором давления //Механизация строительства. Москва – 2001. – № 4. – С. 4-6.
 4. Меленцов Н.А. Создание растворобетонасоса с повышенной пропускной способностью клапанных узлов и стабильной подачей бетонных смесей: Дис...канд. техн. наук: 05.05.02 / Меленцов Николай Алексеевич. – Харьков 2014. – 190 с.
 5. Парфёнов Е.П. Определение производительности поршневых растворонасосов // Мех. инструмент и отделочные машины: Информ. научн.–техн. сб. – Вып.4. – М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1972. – С.12–13.
 6. Mortelpumpen und ihre Entwicklung // «Fordern und Heben». – 1969. – № 15.
 7. EP 0200026, INT. Cl. 4 F 04 B 43/12, 15/02. Pumpe neumuller Walter, Sturmer Gerhard. – 10.12.1986. – Patentblatt 86/45.
- Рецензент: д-р техн. наук М.С. Болотських*

УДК 697.4

Тарадай А.М., Поволочко В.Б., Фомич С.В.

Харьковский национальный университет строительства и архитектуры

ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ПОТРЕБЛЕНИЯ ГОРЯЧЕЙ ВОДЫ НАСЕЛЕНИЕМ

Целью проведения нами исследования являлись определение истинных объемов горячей воды потребляемых населением, в районах, имеющих централизованное горячее водоснабжение. Вопрос этот является весьма актуальным, так как от его правильного решения зависят очень многие факторы. В первую очередь это планирование расхода топлива на источниках и технико-экономическая оценка работы системы теплоснабжения.

Значительный рост цен на энергоресурсы, старение систем теплоснабжения, сверхнормативные потери теплоносителей в сетях, общее падение уровня жизни, платежеспособности потребителей и ряд других факторов вынудили население в разы уменьшить потребление горячей воды. Анализируя создавшееся положение, следует четко определить качество «баз сравнения». Под качеством баз сравнения понимается достоверность данных заложенных в сопоставляемых показателях, и в первую очередь, то, как они получены нормативным или приборным путем.

Практически до 2000 года, анализируя потребление воды на душу населения, мы сравнивали норматив и отчетность, так

как истинных величин водопотребления не было из-за отсутствия счетчиков в квартирах потребителей.

Массовая установка квартирных счетчиков горячего и холодного водоснабжения началась в конце XX начале XXI века. Особо интенсивно счетчики горячей воды стали устанавливаться в последние годы в связи со значительным ростом цен на тепловую энергию.

В нашем анализе мы оперируем показателями счетчиков горячей воды и частично холодной, полученными официально, согласно производимого теплоснабжающей и водоснабжающей организациями коммерческого учета, и соответствующего начисления потребителям.

Количество населения пользующегося водой в каждой квартире также взято согласно официальных данных абонентных подразделений (теплосбыта, водосбыта) теплоснабжающих и водоснабжающих организаций.

Решающую роль в правильной оценке водопотребления на душу населения наряду с показаниями квартирного счетчика, играет достоверность статистиче-