

В.Г. Михайлик, М.В. Шаповал, А.І. Криворот

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

ВИЗНАЧЕННЯ ОБ'ЄМУ ЄМНОСТІ КОМБІНОВАНОГО КОМПЕНСАТОРА ЗА РОБОТОЮ АКУМУЛЮВАННЯ РОЗЧИНУ ОДНОПОРШНЕВОГО ГІДРОПРИВОДНОГО РОЗЧИНОНАСОСА

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

Зниження пульсацій тиску в сучасних однопоршневих розчинонасосах забезпечується застосуванням компенсаторів тиску у вигляді повітряних ковпаків різного об'єму. Але повітряні компенсатори, виконуючи свою функцію поряд з перевагами, мають суттєві недоліки, а саме: об'єм стиснутого повітря, що безпосередньо контактує з перекачуваним розчином інтенсивно видаляється з компенсатора під час роботи розчинонасоса. Особливо інтенсивність видалення повітря зростає при тиску подачі розчину (вище 1,5 МПа). При цьому корисний об'єм компенсатора зменшується, ефективність акумулювання розчину компенсатора суттєво знижується, а ступінь пульсацій розчину пропорційно зростають.

У статті проаналізовано роботу та математично обґрунтовано визначення корисного об'єму на основі правил поведінки газу в ізотермічному процесі нової конструкції комбінованого компенсатора підвищеної ефективності зменшення ступеня пульсацій тиску під час перекачування будівельних розчинів різної рухомості гідروприводним однопоршневим розчинонасосом.

Ключові слова: розчинонасос, комбінований компенсатор, ступінь пульсацій тиску, вільна камера, замкнена камера, будівельний розчин, тиск, закон Бойля–Маріотта.

V.G. Mykhailyk, M.V. Shapoval, A.I. Kryvorot

DETERMINATION OF THE CAPACITY OF A COMBINED COMPENSATOR BY THE OPERATION OF THE SOLUTION ACCUMULATION OF A SINGLE-PISTON HYDRAULIC MORTAR PUMP

Analysis of modern pumps indicates the search for ways to simplify their designs and improve the basic scheme of single-piston mortar pumps while minimizing pulsations in the pipeline during the transportation of building mortars.

Reducing pressure pulsations in modern single-piston mortar pumps is ensured by the use of pressure compensators in the form of air caps of various volumes. But air compensators, while performing their function along with advantages, have significant disadvantages, namely: the volume of compressed air that is in direct contact with the pumped solution is intensively removed from the compensator during the operation of the mortar pump. Especially the intensity of air removal increases at the pressure of the solution supply (above 1.5 MPa). In this case, the useful volume of the compensator decreases, the efficiency of the solution accumulation of the compensator significantly decreases, and the degree of solution pulsations increases proportionally.

The article analyzes the work and mathematically substantiates the determination of the useful volume based on the rules of gas behavior in the isothermal process of a new design of a combined compensator of increased efficiency in reducing the degree of pressure pulsations during pumping of mortars of different mobility by a hydraulically driven single-piston mortar pump.

Keywords: mortar pump, combined compensator, degree of pressure pulsations, free chamber, closed chamber, mortar, pressure, Boyle-Mariotte law.

Постановка проблеми. Важливою вимогою до сучасних розчинонасосів є рівномірність подачі штукатурного чи будівельного розчину. Широко розповсюджені однопоршневі розчинонасоси односторонньої дії характеризуються значною пульсацією подачі. Ця обставина є серйозною перешкодою для виконання механізованого соплування до одержання штукатурного шару необхідної товщини, оскільки для нормальної роботи повітряної форсунки й особливо безкомпресорного сопла необхідна стійка подача розчину. У протилежному випадку струмінь штукатурного розчину є нестійким, цілеспрямоване нанесення розчину на оброблювану поверхню стає утрудненим, а втрати розчину суттєво збільшуються. Важливо також, що при рівномірному русі розчину опір його просуванню в трубопроводі у 1,5 рази нижчий, ніж у випадку пульсації швидкості потоку, що позитивно позначається на енергоспоживанні насоса.

Найбільш простим за конструкцією є однопоршневий розчинонасос з гідроприводом поршня та мінімальним "шкідливим" об'ємом усмоктувальної робочої камери, але такий розчинонасос працює за принципом одинарної дії та характеризується значною пульсацією тиску подачі.

Для забезпечення згладжування пульсації тиску до помірного рівня необхідно застосувати у складі розчинонасоса комбінований повітряний компенсатор, який містить дві камери – одна з

вільним, а друга – зі стиснутим повітрям. Перша камера буде працювати при низькому тиску подачі розчину, а друга – при більш високому.

Сумарний корисний приведений до атмосферного тиску об'єм повітря в обох камерах повинен бути таким, щоб забезпечувалося необхідне згладжування пульсацій при робочому тиску подачі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розчинонасос має широкий спектр використання, а саме: при виконанні торкрет-робіт під час нанесення загальних і спеціальних рідких сумішей, для перекачування, подачі як спеціальних розчинів, так і готових передзамішаних сумішей у важких умовах, а також сумішей з регулюванням тиску подачі.

Вітчизняні поршневі розчинонасоси застосовують для перекачування розчинів рухомістю не менше 5...7 см і крупністю фракції не більше 5... 12 мм [1, 6, 14].

Поршневі розчинонасоси марки СО та РНП, РН [1, 6, 14], складаються із електромеханічного привода, всмоктувального та нагнітального патрубків, циліндро-поршневої групи, робочої і клапанної камер із всмоктувальним і нагнітальним кульовими самодіючими клапанами, повітряного ковпака (окрім двопоршневих) для згладжування пульсацій тиску розчину, пульта управління і рами, на якій змонтовані всі складові розчинонасоса. Основними характеристиками поршневих розчинонасосів є: висока продуктивність, високий рівень об'ємно-енергетичного ККД, незалежна подача розчину від розвинутого напору, хороша всмоктувальна здатність, високий ресурс циліндро-поршневої групи (близько 2000 маш-год). Поршневі розчинонасоси призначені для комплектації штукатурних агрегатів і станцій, найпоширеніші та максимально уніфіковані. Також для забезпечення мобільності розчинонасоси монтуються, колісними візками.

Putzmeister P13 (Німеччина)[13] – це надійний штукатурний агрегат, який оснащений поршневим розчинонасосом із подвійною дією та використовується для приготування та подачі штукатурних сумішей з вапна, піску, цементу та інших матеріалів, із важким циклом змішування. Навіть при великих навантаженнях на даний поршневі насос його деталі майже не зношуються через свою надійність і якість.

Розчинонасоси фірми Turbosol (Італія) [8] оснащуються автоматичним пристроєм захисту від надлишкового тиску, пристроєм рециркуляції, пневматичним дистанційним управлінням (пуск/зупинка).

За модифікацією розчинонасоси оснащені: ES стандартно електродвигуном 5,5 кВт/ EMF електродвигуном із змішувачем 1,5 кВт 180 л/ DS дизелем 10,5 кВт стандарт/ DMF дизелем із змішувачем примусової дії. Агрегати також оснащені: привод насоса 2-швидкісною МКП; запобіжником перевищення тиску; рамним двоколісним візком; вібраційним відсіювачем з ситом 8 мм; системою рециркуляції суміші; вбудованим повітряним компресором 270 л/хв з дистанційним керуванням.

Недоліком розчинонасосів Turbosol є підвищені ступені пульсацій тиску за рахунок одинарної дії роботи, невисокий рівень об'ємно-енергетичного ККД, підвищена металоємність.

Насоси з гідравлічним приводом ще недостатньо відомі на вітчизняному ринку, в той же час як у багатьох країнах світу, наприклад, в США, Німеччині, Норвегії, Італії, та інших країнах завдяки своїм перевагам вони широко розповсюджені в багатьох галузях промисловості. На даний час у багатьох розвинених країнах насоси з гідравлічним приводом випускають ряд фірм: Milton Roy (США), Alemite (США), Feluwa Pumpen GmbH (Німеччина), Maritime Hydraulics (Норвегія), Wagner, Dellmeco, FlowMaster, Graco, Tapflo, Wilden Pump & Engineering, Grundfos, Maxroy (США) та ін. [9, 10, 11, 12]. Такі насоси широко використовуються у різних галузях промисловості, і, приміром, з метою відкачування в'язких, корозійно-активних і забруднених середовищ з резервуарів і відстійників, збирання розлитих нафтопродуктів, перекачування бурового розчину і будівельних сумішей, а також в якості насосів-дозаторів під час різних технологічних процесів харчової, хімічної та інших галузях промисловості.

Аналіз наукових джерел, вказує на те, що сучасні насоси є доскональними високотехнологічними агрегатами, які мають високі характеристики і забезпечують високий рівень перекачування різного роду сумішей. Але насоси не є універсальними, а спрямовані здійснювати перекачування обмежений перелік сумішей. Тому питання універсальності насосів питання відкрите, а тому потрібно керуватися багатьма чинниками для досягнення поставлених задач. У теорію і практику економічно доцільнішого трубопровідного транспортування будівельних розчинів розчинонасосами вагомий вклад внесли вчені та інженери: С.І. Алексєєв, М.І. Альошин, С.С. Абель, Ю.М. Баженов, А.М. Баранов, Ю.І. Беляков, М.С. Болотських, В.М. Євстифєєв, І.А. Ємельянова, М.М. Завражин, А.О. Задорожний, Г.В. Івянський, М.С. Канюка, Б.О. Коробко,

І.І. Назаренко, О.Г. Онищенко, С.П. Парфенов, А.М. Проценко, Є.С. Стайченко, В.Д. Топчій, В.У. Уст'янець, Ю.П. Чирков та ряд інших відомих дослідників.

Актуальність дослідження полягає в необхідності підвищення параметрів роботи однопоршневого гідроприводного розчинонасоса за рахунок ефективного акумулювання розчину комбінованим компенсатором та зменшення рівня ступення пульсації тиску подачі розчину.

Метою дослідження встановлення алгоритму визначення параметрів комбінованого компенсатора, а саме визначення корисного об'єму акумулювання розчину компенсуючого пристрою в такті всмоктування гідроприводним розчинонасосом під час ізотермного процесу (на основі законів Бойля-Маріотта і Гей-Люссака), який протікає під час перекачування розчинів, так як вважається миттєвим.

Викладення основного матеріалу. При проведенні аналізу наявних конструкцій розчинонасосів встановлено ряд переваг насосів із гідроприводом (рис. 1) відносно насосів з механічним приводом, зокрема: високий рівень ККД, надійність під час експлуатації, рівномірність подачі та можливість її безступінчастого регулювання, тривалий термін служби, простота виготовлення, зручність експлуатації, малі розміри й маса. Завдяки вказаним перевагам, будівельна техніка з гідравлічним приводом для транспортування малорухомих сумішей трубопроводами знайшла як в Україні, так і за кордоном широке впровадження. У випадках, коли насос повинен забезпечити змінну продуктивність, застосування насосних агрегатів з гідравлічним приводом стане ще вигіднішим. Це обумовлено наявністю більших габаритів і маси в механічному регульованому приводі порівняно з регульованим гідравлічним приводом [149]. Проте аналіз розчинонасосів із гідроприводом, проведений за даними літературних джерел, свідчить і про те, що конструкціям таких машин притаманні певні недоліки, які гальмують широке застосування гідравлічних приводів у насособудуванні.

Сучасні однопоршнєві розчинонасоси характеризуються високим рівнем ступеня пульсації $\delta \geq 25\%$. Це пов'язано у першу чергу через роботу розчинонасоса, який забезпечує подачу тільки в такті нагнітання. Застосування компенсаторів високої ефективності на напірній магістралі розчинонасоса забезпечить стабілізацію тиску та подачі в такті всмоктування.

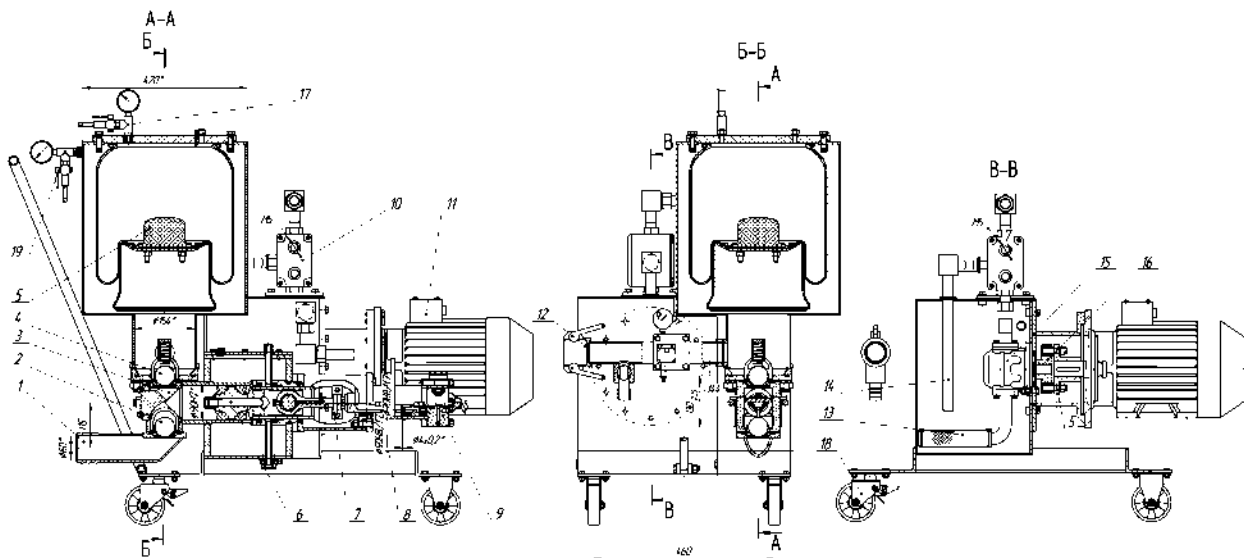


Рис. 1. Конструктивна схема однопоршневого гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму: 1, 12 – усмоктувальний та нагнітальний патрубок; 2, 4 – всмоктувальний та нагнітальний підпружинений кульові клапани; 3 – усмоктувальна камера; 5 – комбінований компенсатор; 6 – поршень з направляючим плунжером; 7 – хомут гідравлічний привідний циліндр з розподілювачем; 8 – гідроциліндр з поршнем і штоком; 9 – золотниковий розподільник; 10 – регулятор подачі гідравлічної рідини; 11 – електродвигун; 13 – фільтр мастильної рідини; 14 – патрубок зливу гідравлічної рідини; 15 – гідронасос шестеренний; 16 – муфта

Необхідно провести дослідження компенсатора, з визначення конструктивної повної ємності, приведеного об'єму до атмосферних умов V_{np} і корисного об'єму $V_{кор}$ розчину (об'єм рідини, що витискається газом (повітрям) з компенсатора під час процесу його повної розрядки, під час

зниження тиску газу в такті всмоктування розчинонасосом). Тому застосування комбінованого компенсатора нового типу з вільною у вигляді циліндра та замкненої у вигляді пневмобалону вантажного автомобіля повинно забезпечити низький рівень ступеня пульсацій $\delta \leq 25\%$.

Добуток корисного об'єму на середній тиск газу в цьому діапазоні тисків визначає зовнішню роботу (енергію) акумулятора.

Під час конструювання та встановлення робочих параметрів компенсатора керуються в основному прагненням отримати мінімальну вагу і об'єм, тобто робочі параметри компенсатора повинні бути такими, щоб при мінімальному конструктивному його об'ємі та заданому мінімальному діапазоні тиску була досягнута максимальна корисна ємність (об'єм) компенсатора.

Якщо виходити з ізотермічного процесу, то приблизно в загальному випадку можна прийняти

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{\Delta p}{p}, \quad (1)$$

де ΔV – зміна об'єму газу (або накопиченого об'єму розчину); V – об'єм газу в компенсаторі; p і Δp – середній тиск, та зміна тиску газу.

Згідно рис. 2 і виразу на відміну від капілярних рідин в'язкість газів збільшується з підвищенням температури. Ця залежність досить точно характеризується залежністю Сатерленда

$$\mu = \mu_0 \cdot \left(\frac{T_0 + C}{T + C} \right) \cdot \left(\frac{T}{T_0} \right)^{3/2}, \quad (2)$$

де μ_0 і μ – абсолютна в'язкість при вихідній температурі T_0 і температурі T ; C – постійний для данного газу коефіцієнт.

Ця залежність може бути виражена рівнянням

$$\mu = \mu_0 \cdot \left(\frac{T_0 - 273}{T + 273} \right)^n, \quad (3)$$

де n – показник, рівний для повітря $n = 0,76$; T – температура в $^{\circ}K$.

В'язкість газів залежить від тиску і зростає при значних значеннях, як наприклад в'язкість вуглекислого газу до 90 кг/см^2 зростає приблизно в 5 раз.

В реальних умовах при зміні стану газу неминуче відбувається обмін тепла (між газом і стінками компенсатора і розчину), на практиці відбувається політропна зміна стану, яка виражається наступним рівнянням

$$pV^n = \text{const} \quad \text{і} \quad \frac{p}{\gamma^n} = \text{const}, \quad (4)$$

де n – показник політропи; при $n = 1$ ізотермний і при $n = k$ – адіабатний процесу.

Числове значення показника політропи n можна визначити лише для конкретних умов з урахуванням величини тиску і інтенсивності стиснення або розширення газу і умов відводу тепла, що характерне для нашого випадку.

Необхідно відмітити, що якщо для газових систем, в котрих використовуються двоатомні гази при тисках ($< 1,0 \text{ МПа}$) величина показника політропи процесів спорожнення (і заповнення) вільної камери компенсатора (ємності) практично коливається між показниками ізотермного і адіабатного процесів $k > n > 1$, на відміну процесів в системах високого тиску більше ($< 5,0 \text{ МПа}$).

Інтенсивність теплообміну газу в камерах компенсатора з його стінками та навколишнім середовищем будуть впливати матеріал і форма ємності компенсатора, а також фізичні властивості і параметри застосовуваного газу, властивості навколишнього середовища та інше.

Тому з (рис. 1 5 – комбінований компенсатор) на основі властивостей ідеальних газів характеризується законами Бойля-Маріотта і Гей-Люссака [5].

В нашому випадку роботу компенсатора можна розділити на два режими: при тиску при якому відбувається акумуляція розчину за рахунок об'єму газу вільної камери до рівня тиску у замкненої; і режим при якому відбувається акумуляція розчину за рахунок об'єму газу вільної камери та замкненої при тиску вище тиску $p_{з.к.}$ тиску в замкненої камері.

А тому з урахуванням залежності (3) слідує для ізотермного процесу

$$V_2 = V_1 \frac{p_1}{p_2}; \quad p_2 = p_1 \frac{V_1}{V_2}; \quad (5)$$

де p_1 і V_1 – початковий тиск і об’єм повітря до заповнення (заряджання) компенсатора розчином $V_1 = V_{в.к.} + V_{з.к.} \cdot p_{з.к.}$; $V_{в.к.}$ – об’єм вільної камери компенсатора; $V_{з.к.}$, $p_{з.к.}$ – об’єм та тиск замкненої камери компенсатора

p_2 і V_2 – кінцевий тиск і об’єм повітря в кінці заповнення (заряджання) компенсатора розчином.

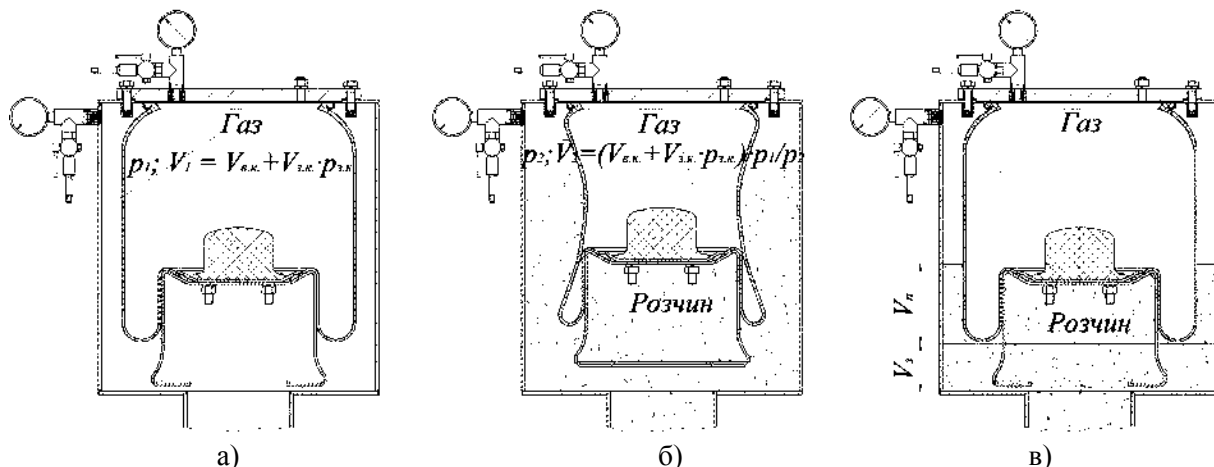


Рис. 2. Зображення роботи компенсатора: а) з початковим тиском у вільній камері; б) з тиском, який вище тиску у замкненої камері; в) процес стиснення газу від початкового $p_{поч}$ до мінімального робочого p_{min}

Конструктивна ємність (повний об’єм вільної камери) V_k компенсатора рівний початковому об’єму ($V_1 = V_k$), корисний об’єм $V'_{кор}$ повітря рівний різниці об’ємів

$$V'_{кор} = V_1 - V_2 = (V_{в.к.} + V_{з.к.} \cdot p_{з.к.}) - (V_{в.к.} + V_{з.к.} \cdot p_{з.к.}) \cdot \frac{p_1}{p_2}, \quad (6)$$

Підставивши в у залежність (5) маємо

$$V'_{кор} = V_1 \cdot \left(1 - \frac{p_1}{p_2}\right) = V_k \cdot \left(1 - \frac{p_1}{p_2}\right) = (V_{в.к.} + V_{з.к.} \cdot p_{з.к.}) \cdot \left(1 - \frac{p_1}{p_2}\right), \quad (7)$$

Остання залежність справедлива за умови повного витіснення розчину з вільної камери компенсатора при його розрядці.

На практиці тиск p_1 прийнято називати початковим (попереднім) тиском зарядки компенсатора повітряного і позначати $p_{поч}$ і тиск p_2 – максимальним робочим тиском в кінці зарядки розчином і позначаємо p_{max} .

У відповідності з цим останній вираз прийме вид

$$V'_{кор} = V_k \cdot \left(1 - \frac{p_{поч}}{p_{max}}\right) = (V_{в.к.} + V_{з.к.} \cdot p_{з.к.}) \cdot \left(1 - \frac{p_{поч}}{p_{max}}\right), \quad (8)$$

Практично розрядку компенсатора не доводять до повного витіснення розчину, а зберігають в ньому деякий запас об’єму розчину V_3 , що необхідний в основному для забезпечення надійної роботи автоматики роботи вмикання насоса на підзарядку компенсатора після того, як тиск в результаті витрати розчину (розрядки компенсатора) знизиться до мінімального тиску p_{min} . Конструктивний об’єм компенсатора в даному випадку використовується не повністю (компенсатор буде частково заповнений непрацюючим об’ємом розчину V_3 , що знижує його корисну ємність. Цей непрацюючий об’єм розчину V_3 (запас) повинен існувати, якщо не висунуті інші вимоги, мінімальним.

Відповідно до цього має бути дотримана умова $p_{min} \triangleright p_{noch}$; причому мінімальне значення цієї різниці повинно бути таким, щоб вона перекривала величину можливої неточності налаштування та роботи автоматики увімкнення підзарядки. Однак у всіх випадках при виборі початкового тиску повітря необхідно, якщо не пред'явлено інші вимоги, до найбільшого наближення його до мінімального робочого тиску p_{min} .

Процес стиснення газу від початкового до мінімального робочого тиску протікатиме за тими ж законами, що й у розглянутому випадку, відповідно до чого можемо написати

$$V'_{кор} = V_{\kappa} \cdot \left(1 - \frac{p_{noch}}{p_{min}}\right) = (V_{\text{в.к.}} + V_{\text{з.к.}} \cdot p_{\text{з.к.}}) \cdot \left(1 - \frac{p_{noch}}{p_{min}}\right), \quad (9)$$

З урахуванням цього корисний об'єм (рис. 2, в) зменшується за всіх інших рівних умов на обсяг запасу V_3 за рахунок збиткового тиску, який створюється завдяки опору зрушення розчину у нагнітальному трубопроводу до його виходу і буде рівний

$$V_{кор} = V'_{\kappa} - V_3, \quad (10)$$

Підвівши в цей вираз значення виразу знайдемо корисний об'єм (ємність) компенсатора за умови

$$V_{кор} = V'_{\kappa} - V_3 = (V_{\text{в.к.}} + V_{\text{з.к.}} \cdot p_{\text{з.к.}}) \cdot \left(1 - \frac{p_{noch}}{p_{max}}\right) - \quad (11)$$

$$(V_{\text{в.к.}} + V_{\text{з.к.}} \cdot p_{\text{з.к.}}) \cdot \left(1 - \frac{p_{noch}}{p_{min}}\right) = (V_{\text{в.к.}} + V_{\text{з.к.}} \cdot p_{\text{з.к.}}) \cdot \left(\frac{p_{noch}}{p_{min}} - \frac{p_{noch}}{p_{max}}\right)$$

або

$$\frac{V_{кор}}{(V_{\text{в.к.}} + V_{\text{з.к.}} \cdot p_{\text{з.к.}})} = \frac{p_{noch}}{p_{min}} - \frac{p_{noch}}{p_{max}}, \quad (12)$$

Об'єм V_2 газової частини компенсатора в кінці зарядки розчином (при p_{max}) визначений з урахуванням заданого допустимого діапазону робочих тисків у компенсаторі та корисної його ємності, можна знайти для ізотермного процесу стиснення газу із співвідношення

$$\frac{V_{кор}}{V_2} = \frac{p_{max}}{p_{min}} - 1, \quad (13)$$

після підстановки

$$\frac{(V_{\text{в.к.}} + V_{\text{з.к.}} \cdot p_{\text{з.к.}}) \cdot \left(\frac{p_{noch}}{p_{min}} - \frac{p_{noch}}{p_{max}}\right)}{(V_{\text{в.к.}} + V_{\text{з.к.}} \cdot p_{\text{з.к.}}) \cdot \left(1 - \frac{p_{noch}}{p_{max}}\right)} = \frac{p_{max}}{p_{min}} - 1, \quad (14)$$

Для політропної зміни стану ($n \triangleright 1$) виразу набудуть вигляду

$$V_2 = V_1 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} = V_{\text{в.к.}} + V_{\text{з.к.}} \cdot p_{\text{з.к.}} \cdot \left(\frac{p_{noch}}{p_{max}}\right)^{\frac{1}{n}}; \quad (15)$$

$$p_2 = p_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n = p_{max} = p_{noch} \cdot \left(\frac{V_{\text{в.к.}} + V_{\text{з.к.}} \cdot p_{\text{з.к.}}}{(V_{\text{в.к.}} + V_{\text{з.к.}} \cdot p_{\text{з.к.}}) \cdot \left(1 - \frac{p_{noch}}{p_{max}}\right)}\right)^n;$$

Відповідно до цього будемо мати

$$\frac{V_{кор}}{V_{\kappa}} = \left(\frac{p_{noch}}{p_{min}}\right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_{noch}}{p_{max}}\right)^{\frac{1}{n}}; \quad (16)$$

$$\frac{V_{кор}}{V_2} = \left(\frac{P_{max}}{P_{min}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1; \quad (17)$$

де n – показник політропи.

Рациональна величина початкового тиску зарядки для цього випадку може бути розрахована за виразом

$$P_{поч} = P_{max}^{1-\frac{1}{n}} \cdot P_{min}^{\frac{1}{n}} \quad \text{при } n=1 \quad P_{поч} = P_{min} \quad (18)$$

Також при розрядці компенсатора розчин, що витісняється, здійснює роботу, рівну роботі розширення газу від максимального тиску P_{max} , відповідного початку розрядки, до P_{min} – в кінці розрядки компенсатора розчином.

Робота, що здійснюється при розрядці компенсатора, може бути виражена за залежністю для ізотермного циклу

$$A_{ізотерм.} = P_{поч} \cdot V_{кор} \cdot \ln \frac{P_{max}}{P_{поч}} \quad (19)$$

Вплив температури на кількість розчину $V_{кор}$, що віддається під час розрядки компенсатора (корисний об'єм), може бути визначений за залежністю

$$\begin{aligned} V_{кор} &= V_{к.} \cdot \left[\frac{P_{поч}}{P_1 \cdot P_2} \right]^{\frac{1}{n}} \cdot \left[\frac{1}{P_1^n} \frac{1}{P_2^n} \right] \cdot \left[\frac{T_2}{T_1} \right]^{\frac{1}{n}} = \\ &= (V_{в.к.} + V_{з.к.} \cdot P_{з.к.}) \cdot \left(\frac{P_{поч}}{P_{min}} - \frac{P_{поч}}{P_{max}} \right) \left[\frac{P_{поч}}{P_1 \cdot P_2} \right]^{\frac{1}{n}} \cdot \left[\frac{1}{P_1^n} \frac{1}{P_2^n} \right] \cdot \left[\frac{T_2}{T_1} \right]^{\frac{1}{n}} \end{aligned} \quad (20)$$

де $V_{к.}$ – конструктивний (повний) об'єм компенсатора; $P_{поч}$ – початковий тиск зарядки газової порожнини; $P_1 = P_{min}$ і $P_2 = P_{max}$ – тиск газу в початковий і кінцевий моменти зарядки компенсатора при постійній температурі; T_1 і T_2 – абсолютна температура у двох аналізованих моментах; n – показник політропи за даної температури газу

Висновок. Залежності (17), (18) показують, що корисна ємність (енергоємність) $V_{кор}$ компенсатора залежить за всіх інших рівних умов від відношення $\frac{P_{поч}}{P_{max}}$ і для даного P_{max} – від величини початкового тиску $P_{поч}$ зарядки компенсатора газом.

Вплив режиму стиснення і розширення газу в компенсаторі при зміні температури ($n > 1$) зменшують корисний об'єм компенсатора.

Залежностями (12) і (16) вказують, що об'єм розчину в компенсаторі при $n=1$ буде більшим ніж при умові $n > 1$.

Також, якщо заряджання компенсатора відбувається відносно повільно ($n=1$), а розряджання відбувається відносно швидко ($n > 1$), тому не вся енергія стиснення газу може бути використана при розрядці до заданого тиску внаслідок охолодження газу, що розширюється (у компенсаторі буде залишатися невикористований обсяг розчину, обумовлений переохолодженням газу при розширенні).

Список використаних джерел

1. Онищенко О.Г. Механізація опоряджувальних робіт у будівництві / О.Г. Онищенко, Б.Ф. Драченко, О.В. Головкін. – К.: Урожай, 1998. – 320 с.
2. Андренко П.М. Гасителі пульсацій тиску об'ємних гідроагрегатів: Монографія / П.М. Андренко, О.В.Дмитрієнко, М.С. Свиначенко – Х.: Видавництво "НТМТ", 2012. – 160 с.
3. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід. К.: ЦНЛ, 2006. 616 с.
4. Буренніков Ю. А., Немировський І. А., Козлов Л. Г. Гідравліка, гідрота пневмоприводи. – Вінниця : ВНТУ, 2014. – 273 с.

5. Науменко І. І. Технічна механіка рідини і газу / І. І. Науменко. – Рівне: Видавництво РДТУ, 2000. – 528 с.
6. 3. Пат. 112734 Україна, МПК F04B 11/00 Малоімпульсний насос / І.А. Ємельянова, Б. О. Коробко, М. В. Шаповал (Україна); заявник і патентовласник Полт. нац. техн. ун-т. ім. Ю. Кондратюка, № а 2015 11219; заявл. 16.11.2015; опубл. 10.10.2016, Бюл. №.19.
7. Bogdan Korobko, Viktor Virchenko, Mykola Shapoval. Feed Solution in the Pipeline with the Compensators Mortar Pump of Various Design Solutions Pressure Pulsations Degree Determination // International Journal of Engineering & Technology, Vol 7, № 3.2 (2018). – P. 195 – 202. Published on: 20-06-2018. <http://reposit.pntu.edu.ua/handle/PoltNTU/4946>
<https://www.sciencepubco.com/index.php/ijet/article/view/14402>
<https://doi.org/10.14419/ijet.v7i3.2.14402> Scopus, Google Scholar та ін.
8. TURBOSOL: BLOG URL: <https://turbosol.com/blog/en/home/> (access date: 03/19/2025).
9. Milton Roy URL: <https://www.miltonroy.com/en/about-us> (access date: 03/19/2025).
10. Wilden Pumps from Air Pumping Ltd. URL: <https://www.wilden-pumps.co.uk/contact.php>, <https://www.wilden-pumps.co.uk/> (access date: 03/19/2025).
11. Dellmeco. Pump manufacturer. If our partners succeed, then so does DELLMECO URL: <https://www.dellmeco.com/> (access date: 03/19/2025).
12. Tapflo Group – high-quality European industrial pumps from the manufacturer TAPFLO. Official representative office in Ukraine – LLC "TAPFLO". sales@tapflo.ua URL: <https://tapflo.ua/> (access date: 03/19/2025).
13. Putzmeister: Concrete equipment and concrete pumps. putzmeister.ukr@gmail.com URL: <https://www.kvbukraine.com.ua/> (access date: 03/19/2025).
14. Коробко Б. О. Створення та дослідження розчинонасосів нового покоління [Текст] : монографія / Б. О. Коробко. – Полтава : поліграфцентр Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка, 2016. – 252 с.