

УДК 621.926.2

DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-43.0607>**¹Вадим Михайлик,**

аспірант кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки,

ORCID: <https://orcid.org/0009-0003-2435-8592>, e-mail: v.mikhajlik1988@gmail.com¹Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», просп. Першотравневий, 24, м. Полтава, 36011, Україна

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОТОКУ РОЗЧИНУ У РОБОЧІЙ КАМЕРІ ТА КЛАПАННИХ ВУЗЛАХ ПІД ЧАС РОБОТИ РОЗЧИНОНАСОСА

АНОТАЦІЯ. Проведено аналіз процесів роботи гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску. Визначено вплив гідродинамічних зусиль на нагнітальний та всмоктувальний клапани розчинонасоса. Встановлено взаємодію кульки клапана з розчином, що визначається дією сили гідродинамічного тиску на кульку з боку потоку розчину. Виникнення цієї сили відбувається за рахунок таких факторів: кумулятивного струменя розчину з отвору в сідлі клапана; впливу нормальних і дотичних напружень, що виникають у приграничному шарі на поверхні кульки й спричинені наявністю у перекачуваного середовища структурованої в'язкості. Взаємодію кульки зі структурованою рідиною розглянуто на основі розв'язку задачі Стокса.

Для розрахунку величини гідродинамічної сили визначено реологічні характеристики середовища, а також функціонально оцінено залежність гідродинамічного впливу з боку потоку на кульку клапана в процесі його роботи в обмеженому навколосклапанному просторі.

Встановлено на основі закону руху поршня, залежності спрацювання (руху) кульок нагнітального та всмоктувального клапана гідроприводного однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску залежно від рухомості розчину П8, П10, П12.

Визначено масову частку витрати розчину через сідло всмоктувального клапана.

Ключові слова: гідроприводний однопоршневий розчинонасос, комбінований компенсатор збільшеного об'єму, нагнітальний та всмоктувальний клапани, кулька клапана, гідродинамічна сила, реологічні характеристики середовища задача Стокса, закон Ньютона.

STUDY OF SOLUTION FLOW IN THE WORKING CHAMBER AND VALVE ASSEMBLY DURING SOLUTION PUMP OPERATION

ABSTRACT. The analysis of the working processes of a hydraulically driven slurry pump with a combined pressure pulsation compensator was carried out. The influence of hydrodynamic forces on the discharge and suction valves of the slurry pump was determined. The interaction of the valve ball with the solution was established, which is determined by the action of the hydrodynamic pressure force on the ball from the side of the solution flow. The emergence of this force occurs due to the following factors: a cumulative jet of solution from the hole in the valve seat; the influence of normal and tangential stresses that arise in the boundary layer on the surface of the ball and are caused by the presence of structured viscosity in the pumped medium. The interaction of the ball with the structured liquid was considered based on the solution of the Stokes problem.

To calculate the magnitude of the hydrodynamic force, the rheological characteristics of the medium were determined, and the dependence of the hydrodynamic influence from the flow side on the valve ball during its operation in a limited surrounding valve space was functionally evaluated.

Based on the law of piston motion, the dependence of the actuation (movement) of the balls of the discharge and suction valves of a hydraulically driven single-piston mortar pump with a combined pressure pulsation compensator depending on the mobility of the solution P8, P10, P12 was established.

The mass fraction of the solution flow through the suction valve seat was determined.

Keywords: hydraulically driven single-piston mortar pump, combined compensator of increased volume, discharge and suction valves, valve ball, hydrodynamic force, rheological characteristics of the medium, Stokes problem, Newton's law.

1. Постановка проблеми. Створення сучасного розчинонасоса який забезпечить високоефективну роботу під час перекачування будівельних та розчинних сумішей різної рухомості потребує дослідження роботи гідравлічної частини, а саме: взаємодію кульок клапанів нагнітального та всмоктувального з середовищем, що перекачується залежно від закону руху робочого органу, конструктивних особливостей робочої камери, сформованого підклапанного простору в зоні сідла клапана, раціонального об'єму робочої камери та зменшення її "шкідливого" об'єму. Теоретичні дослідження робочих процесів руху розчинного середовища вкаже на раціональні рішення з конструювання гідравлічної частини насоса таким чином, щоб забезпечити стабільний потік будівельних сумішей з урахуванням їх реологічних властивостей як в такті всмоктування, так і в такті нагнітання, що забезпечить зростання основних параметрів.

Тому необхідно провести теоретичні дослідження взаємодії компонентів гідравлічної частини розчинонасоса з перекачуванним середовищем на основі законів Нове-Стокса та Ньютона

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз сучасних досліджень вказує на те, що попередньо проводились дослідження взаємодії та спрацювання елементів конструкції гідравлічної частини однопоршневих розчинонасосів [6].

Визначено механізм взаємодії потоку розчину з кулькою й на його основі запропонована математична модель роботи кульових клапанів вільної дії у вертикальній насосній колонці з проточним плунжером. На базі цієї моделі розроблено метод оцінювання величини витоків при закритті клапанів залежно від характеру руху плунжера і реологічних властивостей перекачуваного середовища. В основу оцінювання величини витоків покладено той факт, що швидкість руху плунжера під час закриття клапана визначає, з одного боку, швидкість зворотного витoku, а з другого – швидкість посадки кульки клапана на сідло і відповідно час закриття клапана [1, 2, 4]. Тобто у випадку руху плунжера зі значною швидкістю при закритті клапана збільшується швидкість потоку, що утворює зворотний витік, але при цьому зменшується час закриття клапана. І навпаки, при повільному русі робочого органу швидкість витoku зменшується, але збільшується час закриття клапана.

Обґрунтовані основні властивості перекачуваних розчинів різної консистенції, які визначають характер взаємодії потоку з елементами гідравлічної частини розчинонасоса й рівень об'ємних втрат розчину. [1-5] Встановлені закономірності впливу реологічних властивостей розчинів різної консистенції на характер роботи клапанів і рівень тиску в робочій камері впродовж робочого циклу насоса, а також вплив пружних властивостей на рівень наповнення робочої камери розчином.

Також з урахуванням попередніх досліджень проведено дослідження взаємодії потоку розчину з елементами гідравлічної частини розчинонасосів одинарної дії з електромеханічним приводом та за синусоїдальним законом робочого органу.

3. Мета роботи. Теоретичні дослідження гідродинамічної взаємодії елементів конструкції гідравлічної частини гідроприводного розчинонасоса з перекачуванним середовищем з урахуванням закону руху робочого органу та реологічних властивостей розчинних сумішей вкажуть на результат параметрів роботи розчинонасоса при раціональних режимах технологічних процесів. Метою роботи є: 1) аналіз та оцінка гідродинамічного впливу на кульку клапана на основі розв'язку задачі Стокса; 2) на основі силового закону Ньютона визначити залежності впливу на кульки клапана залежно від закону руху робочого органу і реологічних властивостей розчинних сумішей та встановити закони руху кульок всмоктувального та нагнітального клапанів. Визначити залежності масової частки зворотних витоків розчинної суміші через клапани для подальшого дослідження її впливу на параметри розчинонасоса такі, як ступінь пульсації тиску, подача, об'ємний ККД розчинонасоса.

4. Обговорення результатів дослідження. В Національному університеті «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» розроблено конструкцію розчинонасоса (рис. 1) [7] з комбінованим компенсатором пульсації тиску, який має гідравлічний привод та комбінований компенсатор пульсації тиску.

Розглянемо взаємодію кульки клапана з розчином, що визначається дією сили гідродинамічного тиску на кульку з боку потоку розчину. Виникає ця сила за рахунок таких факторів: кумулятивного струменя розчину з отвору в сидлі клапана; вплив нормальних і дотичних напружень, що виникають у приграничному шарі на поверхні кульки й спричинені наявністю у перекачуваного середовища структурованої в'язкості.

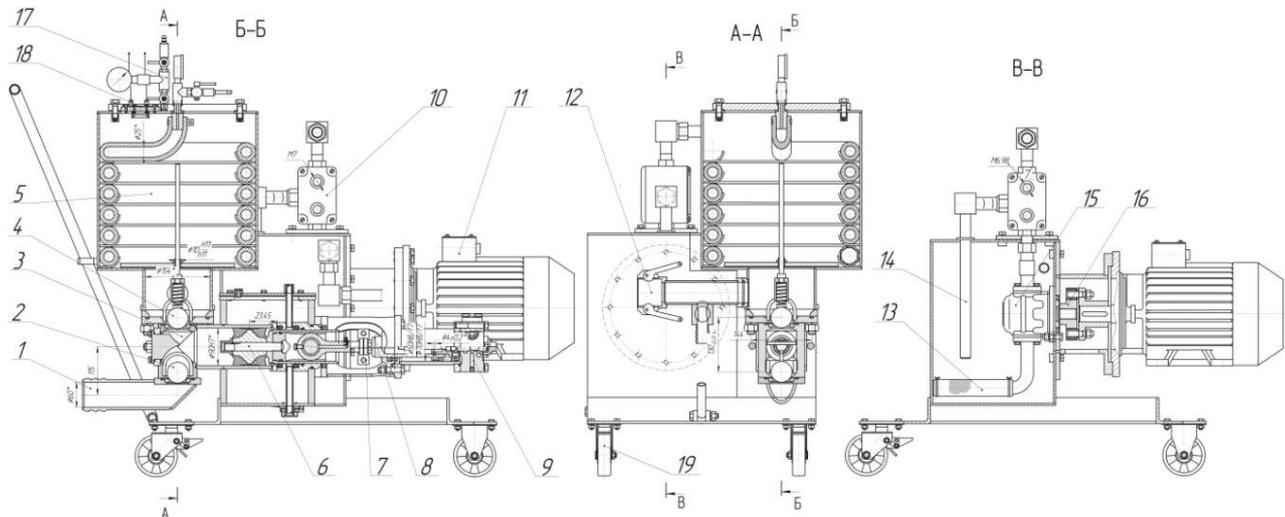


Рис. 1. Конструктивна схема однопоршневого гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму: 1, 12 – усмоктувальний та нагнітальний патрубков; 2, 4 – всмоктувальний та нагнітальний підпружинений кульові клапани; 3 – усмоктувальна камера; 5 – комбінований компенсатор; 6 – поршень з направляючим плунжером; 7 – хомут гідрравлічний привідний циліндр з розподілювачем; 8 – гідроциліндр з поршнем і штоком; 9 – золотниковий розподільник; 10 – регулятор подачі гідрравлічної рідини; 11 – електродвигун; 13 – фільтр мастильної рідини; 14 – патрубков скидання гідрравлічної рідини; 15 – шестерневий гідрравлічний насос; 16 – муфта втулково-пальцева; 17 – редуктор підкачки повітря; 18 – скляне віконце з освітленням

Fig. 2. Structural scheme of a single-piston hydraulic solution pump with a combined compensator of increased volume: 1, 12 - suction and discharge nozzle; 2, 4 – suction and discharge spring-loaded ball valves; 3 – suction chamber; 5 – combined compensator; 6 – a piston with a guide plunger; 7 – clamp hydraulic drive cylinder with a distributor; 8 – hydraulic cylinder with piston and rod; 9 – spool distributor; 10 – hydraulic fluid supply regulator; 11 – electric motor; 13 – lubricating fluid filter; 14 – hydraulic fluid discharge nozzle; 15 – gear hydraulic pump; 16 – sleeve-finger clutch; 17 – air pumping reducer; 18 – glass window with lighting

Тому, для визначення сили гідродинамічного тиску F_{20} діє залежність [2, 4]

$$F_{20} = F_c + F_m, \quad (1)$$

де F_c – сила лобового тиску з боку кумулятивного струменя розчину з отвору в сидлі; F_m – сила бокового тертя при обтіканні кульки структурованою рідиною.

Сили F_c лобового тиску на кульку з боку кумулятивного струменя та бокового тертя F_m при обтіканні кульки структурованою рідиною в обмеженому просторі мають тотожній вплив, що і під час опускання кульки у нерухомому розчині (див. рис. 2) [2, 3, 4].

Тому сила взаємодії кульки клапана з розчином може бути представлена як результуюча елементарних сил тисків і тертя на поверхні кульки [2, 3, 4]:

$$\begin{aligned}
 F_{z\theta} &= \int_0^\pi \left(-\frac{3}{2} \cdot \frac{v_n \cdot \mu}{r_k} \cos \theta \right) \cdot \cos \theta \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_k^2 \cdot \sin \theta d\theta + \\
 &+ \int_0^\pi \left(\tau_0 + \frac{3}{2} \cdot \frac{v_n \cdot \mu}{r_k} \sin \theta \right) \sin \theta \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_k^2 \cdot \sin \theta d\theta = \\
 &= 2 \cdot \pi \cdot v_n \cdot r_k \cdot \mu + 4 \cdot \pi \cdot v_n \cdot r_k \cdot \mu + \pi^2 \cdot r_k^2 \cdot \tau_0 = \\
 &= 6 \cdot \pi \cdot v_n \cdot r_k \cdot \mu + \pi^2 \cdot r_k^2 \cdot \tau_0
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

де v_n – швидкістю потоку; μ – структурована в'язкість середовища; r_k – а геометричними параметрами кульки; τ_0 – напруження зсуву розчину.

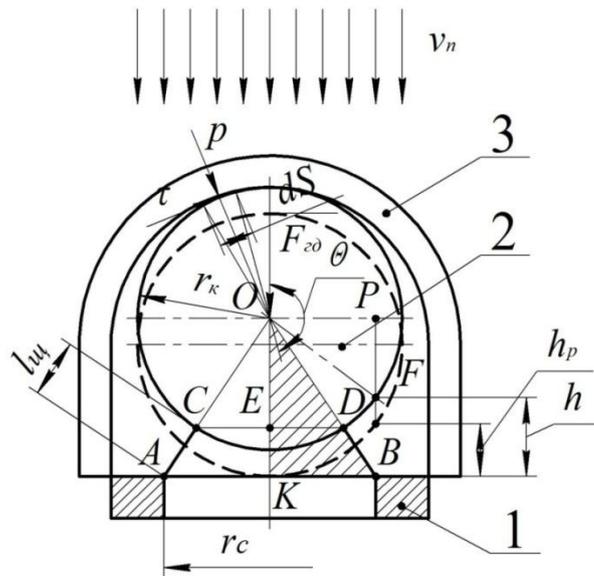


Рис. 2. Розрахункова схема взаємодії кульки клапана з потоком структурованої рідини: 1 – сідло клапана; 2 – кулька клапана; 3 – обмежувач підйому кульки клапана

Fig. 2. Calculation diagram of the interaction of the valve ball with the flow of structured fluid: 1 – valve seat; 2 – valve ball; 3 – valve ball lift limiter

Із залежності (2) видно, що прояв опору тертя більш значний порівняно з лобовим опором, а третій доданок суми визначає складову сумарного зусилля, потрібну для зрушення кульки відносно розчину, який створює статичний опір її руху, спричинений наявністю напруження τ_0 , і не залежить від структурованої в'язкості розчину μ та швидкості відносного руху. Залежність (2) є розв'язком задачі Стокса для взаємодії кульки зі структурованою рідиною.

Для розрахунку величини гідродинамічної сили необхідно визначити реологічні характеристики μ і τ_0 середовища, а також функціонально оцінити залежність гідродинамічного впливу з боку потоку на кульку клапана в процесі його роботи в обмеженому навколосередовищному просторі.

За конструктивними особливостями клапанного вузла, присутність сідла та обмежувача підйому кульки клапана, силу тиску F_c на кульку з боку кумулятивного струменя, можна вважати пропорційною середній швидкості потоку v_n , яка присутня у отворі сідла, а сила третього опору F_m на поверхні кульки пропорційна середній швидкості потоку v_n у міделевому перерізі кульки (див. рис. 2).

За умови, якщо на початку зрушення кульки її швидкість відносно розчину v_k близька

до нуля, тоді вираз (2) з урахуванням $v_k = v_n$ матиме вигляд [2, 3, 4]:

$$F_\tau = \pi^2 \cdot r_k^2 \cdot \tau_0, \quad (3)$$

Граничне напруження зсуву τ_0 з урахуванням Архімедової сили за залежністю матиме вигляд:

$$\tau_0 = \frac{F_0 - \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_k^3 \cdot g \cdot \rho}{\pi^2 \cdot r_k^2}, \quad (4)$$

де $F_A = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_k^3 \cdot g \cdot \rho$ – враховує величину сили Архімеда, яка діє на кульку; ρ – щільність досліджуваного розчину, кг/м³; g – прискорення вільного падіння, м/с².

Величина структурованої в'язкості розчину з урахуванням Архімедової сили [2, 3] визначаємо за залежністю матиме вигляд:

$$\mu = \frac{F_\mu - \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_k^3 \cdot g \cdot \rho - \pi^2 \cdot r_k^2 \cdot \tau_0}{6 \cdot \pi \cdot v_k \cdot r_k}, \quad (5)$$

де F_μ – опір опусканню кульки з боку розчину, Н; v_k – швидкість руху кульки у нерухомому розчині, м/с; r_k – радіус кульки, м.

Одержані математичні залежності (4) і (5) дозволяють на основі експериментального вимірювання параметрів F_0 , F_μ та v_k руху кульки радіусом r_k у розчині розрахувати величини граничного напруження зсуву τ_0 і коефіцієнта структурованої в'язкості μ розчину, які визначають характер взаємодії потоку з елементами гідравлічної частини розчинонасоса.

На основі виразу (2), наведених припущень, від конструктивних параметрів клапанного вузла та характеристик потоку залежність сили гідродинамічного тиску має вигляд

$$F_{z0} = C_p \cdot \pi \cdot \mu \cdot r_{кл} \cdot v_c + C_\tau \cdot \pi \cdot \mu \cdot r_{кл} \cdot v_{mid} + \pi^2 \cdot r_{кл}^2 \cdot \tau_0, \quad (6)$$

де $r_{кл}$ – радіус кульки клапана, м; v_c – швидкість потоку, що виходить із отвору сідла, м/с; v_{mid} – швидкість потоку у міделевому перерізі, м/с; μ – коефіцієнт структурованої в'язкості розчину, Па·с; τ_0 – граничне напруження зсуву розчину, Па; C_p , C_τ – коефіцієнти лобового тиску і третьового опору.

Слід зауважити, що при суцільному обтіканні кульки у безмежному об'ємі в усмоктувальній камері введені коефіцієнти дорівнюють: $C_p = 2$, $C_\tau = 4$.

Характер зміни сили тиску кумулятивного струменя на кульку визначається коефіцієнтом C_p і залежить від висоти підйому кульки, її діаметра та діаметра отвору сідла. Параметр C_τ виразу (6) характеризує вплив обмеженості потоку, який омиває поверхню кульки і визначається за конструктивними умовами клапанної камери. Коефіцієнти C_p та C_τ визначалися на основі експериментального вивчення процесу взаємодії кульки з розчином в обмеженому просторі за допомогою фізичного моделювання [2, 3].

У процесі роботи клапана відбувається перерозподіл швидкостей потоку в характерних перерізах клапанного вузла. Цей процес описується законом Вестфала [2, 3, 8], за яким при русі кульки у напрямі потоку витрата розчину через отвір сідла більша, ніж витрата розчину через клапанну щілину (рис. 2).

Витрати розчину, що займає підклапанний простір при підйомі кульки, можна представити залежністю

$$Q_{кл} = v_{кл} \cdot S_c, \quad (7)$$

де $v_{кл}$ – швидкість руху кульки клапана, м/с.

Оскільки витрата розчину через отвір сідла дорівнює витраті розчину у всмоктувальній камері $Q_{в.к.}$, тому

$$Q_c = Q_{в.к.} = \frac{1}{\cos \beta} \cdot v_n \cdot \frac{D_n^2}{d_c^2} \cdot S_n, \quad (8)$$

де v_n – швидкість поршня, м/с; S_n – площа контактної частини поршня з розчином, м²; D_n – діаметр поршня; d_c – діаметр сідла клапана; β – кут нахилу спеціальної вставки.

При відкриванні клапана кулька рухається у напрямку потоку, відносна швидкість обтікання кульки потоком зменшиться на величину її швидкості, тобто вираз (6) матиме вигляд

$$F_{з\partial} = C_p \cdot \pi \cdot \mu \cdot r_{кл} \cdot (v_c - v_{кл}) + C_\tau \cdot \pi \cdot \mu \cdot r_{кл} \cdot (v_{mid} - v_{кл}) + \pi^2 \cdot r_{кл}^2 \cdot \tau_0. \quad (9)$$

Ураховуючи те, що $v_c = v_n \cdot \frac{1}{\cos \beta} \cdot \frac{S_n}{S_c}$, а $v_{mid} = \frac{v_n \cdot S_n - v_{кл} \cdot S_c}{S_{mid}} \cdot \frac{1}{\cos \beta}$ (див. (1) –

(3)), залежність сили гідродинамічного тиску матиме вигляд

$$F_{з\partial} = C_p \cdot \pi \cdot \mu \cdot r_{кл} \cdot \left(v_n \cdot \frac{S_n}{S_c} \cdot \frac{1}{\cos \beta} - v_{кл} \right) + C_\tau \cdot \pi \cdot \mu \cdot r_{кл} \cdot \left(\frac{v_n \cdot S_n - v_{кл} \cdot S_c}{S_{mid}} \cdot \frac{1}{\cos \beta} - v_{кл} \right) + \pi^2 \cdot r_{кл}^2 \cdot \tau_0. \quad (10)$$

де S_c , $S_{щ}$, S_{mid} – площі перерізів отвору сідла, щілини та міделева відповідно, м²; v_c , $v_{щ}$, v_{mid} – середні швидкості потоку в отворі сідла, щілини і міделевому перерізі відповідно, м/с.

Позначивши поточну висоту підйому кульки над сідлом координатою x , залежність (9) буде у вигляді

$$F_{з\partial} = C_p \cdot \pi \cdot \mu \cdot r_{кл} \cdot \left(v_n \cdot \frac{S_n}{S_c} \cdot \frac{1}{\cos \beta} - \dot{x} \right) + C_\tau \cdot \pi \cdot \mu \cdot r_{кл} \cdot \left(\frac{v_n \cdot S_n - \dot{x} \cdot S_c}{S_{mid}} \cdot \frac{1}{\cos \beta} - \dot{x} \right) + \pi^2 \cdot r_{кл}^2 \cdot \tau_0, \quad (10)$$

де \dot{x} – перша похідна координати положення кульки x над сідлом, яка визначає її швидкість, тобто $v_{кл}$; S_c – площа поперечного перерізу сідла.

На рис. 3 зображено схему впливу гідродинамічних зусиль на нагнітальний та всмоктувальний клапани.

Спрацьовування клапанів відбувається біля "мертвих" точок ходу поршня: у лівій – закриття всмоктувального клапана і відкриття нагнітального; у правій – закриття нагнітального й відкриття всмоктувального (рис. 3).

Варто зазначити, що рух кульки клапана впливає не лише на рівень зворотних витоків розчину, але визначає опір просуванню потоку розчину, рівень розрідження в робочій камері та ступінь її наповнення в процесі всмоктування.

Під час роботи всмоктувального клапана процес гідралічної взаємодії та баланс сил, діючих на кульку за законом Ньютона, має вигляд

$$m_{кл} \cdot \ddot{x} = -F_{з\partial} - G + F_A, \quad (11)$$

Напрямок сили F_{20} визначається вектором швидкості потоку розчину v_p у навколоклапанному просторі.

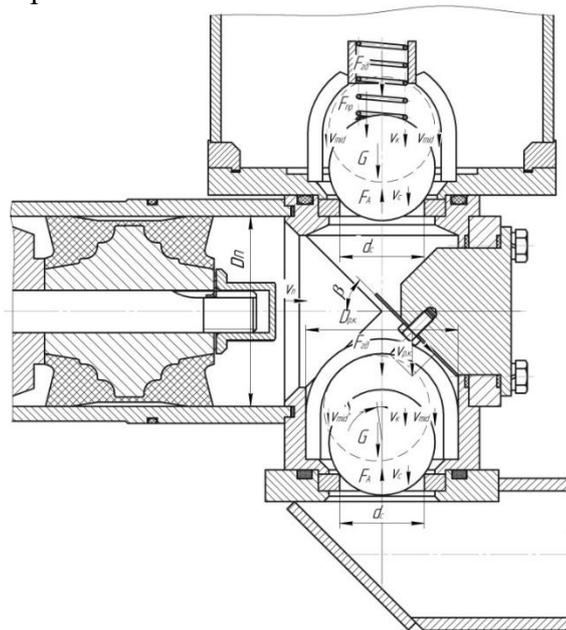


Рис. 3. Розрахункова схема впливу гідродинамічних зусиль на нагнітальний та всмоктувальний клапани гідроприводного однопоршневого розчинонасоса з комбінованим пульсації тиску
 Fig. 3. Calculation scheme of the influence of hydrodynamic forces on the discharge and suction valves of a hydraulically driven single-piston mortar pump with combined pressure pulsation

Розроблені залежності (10) та (11) указують на те, що сила F_{20} прямо пропорційна швидкості потоку розчину, яка визначається швидкістю \bar{v}_n руху поршня, і залежить від положення кульки, геометричних розмірів клапанного вузла й характеристик розчину. У загальному вигляді силу F_{20} можна представити як

$$F_{20} = f(x_{кл}, \dot{x}_{кл}, v_n, \mu, \tau_0, r_{кл}, r_c, D_{нкл}) \quad (12)$$

де $x_{кл}$ – координата, що визначає миттєве положення кульки над сідлом; $\dot{x}_{кл}$ – миттєва швидкість кульки ($v_{кл}$) у положенні $x_{кл}$; v_n – швидкість поршня $v_n = \frac{Q_0}{S - S'}$ (див. п. 2.2); μ, τ_0 – реологічні характеристики розчину, що залежать від його рухомості; $r_{кл}, r_c$ – радіуси кульки та отвору сідла; $D_{нкл}$ – діаметр навколоклапанної порожнини.

З урахуванням залежностей (1), (12) вираз (11) можна представити у вигляді диференціальної залежності

$$m_{кл} \cdot \ddot{x}_{кл} = -F_{20}(x_{кл}, \dot{x}_{кл}, v_n, \mu, \tau_0, r_{кл}, r_c, D_{нкл}) - m_{кл} \cdot g + \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_{кл}^3 \cdot g \cdot \rho. \quad (13)$$

Остаточно

$$m_{кл} \cdot \ddot{x}_{кл} = - \left[C_p \cdot \pi \cdot \mu \cdot r_{кл} \cdot \left(v_n \cdot \frac{S_n}{S_c} \cdot \frac{1}{\cos \beta} - \dot{x} \right) + C_t \cdot \pi \cdot \mu \cdot r_{кл} \cdot \left(\frac{v_n \cdot S_n - \dot{x} \cdot S_c}{S_{mid}} \cdot \frac{1}{\cos \beta} - \dot{x} \right) + \pi^2 \cdot r_{кл}^2 \cdot \tau_0 \right] - m_{кл} \cdot g + \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_{кл}^3 \cdot g \cdot \rho. \quad (14)$$

При розгляді відкриття клапана ($m_{кл} \cdot \ddot{x}_{кл} > 0$) початковою умовою є $x_{кл}(t_0) = 0$, що

відповідає нижньому положенню кульки. При закритті клапана ($m_{кл} \cdot \ddot{x}_{кл} < 0$) початковою умовою є $x_{кл}(t_0) = 0$ (верхнє положення кульки).

При роботі нагнітального клапана процес гідравлічної взаємодії відрізняється від попереднього випадку тим, що на кульку впливає стовп розчину з комбінованого компенсатора та вплив сили пружного елемента, баланс сил, діючих на кульку, має вигляд

$$m_{кл} \cdot \ddot{x} = -F_{z0} - G - F_{np} + F_A. \quad (15)$$

Сила опору пружного елемента, що діє на кульку клапана

$$F_{np1} = \frac{G_M \cdot d_{np}^4 \cdot f_1}{8 \cdot D_0^3 \cdot n_{np}} \cdot \frac{1}{\chi_{on}} = \frac{G_M \cdot d_{np}^4 \cdot (H_0 - H_1)}{8 \cdot (D_1 - d_{np})^3 \cdot n_{np}} \cdot \frac{1}{\chi_{on}}, \quad (16)$$

де G_M – модуль зсуву матеріалу (тиск, що викликає деформацію на 1 мм), МПа; d_{np} – діаметр проволоки пружини, мм; D_0 – середній діаметр пружини, мм; D_1 – зовнішній діаметр пружини, мм; H_0 – довжина пружини у вільному стані, мм; H_1 – довжина ходу пружини на довжину ходу кульки нагнітального клапана, мм; f_1 – зміна довжини пружини при стисненні кулькою нагнітального клапана; n_{np} – кількість витків пружини; χ_{on} – коефіцієнт опору руху пружини в залежності від густини перекачуваного середовища.

З урахуванням залежностей (1), (12) та (16) вираз (15) можна записати у вигляді диференціального рівняння

$$m_{кл} \cdot \ddot{x}_{кл} = -F_{z0}(x_{кл}, \dot{x}_{кл}, v_n, \mu, \tau_0, r_{кл}, r_c, D_{кл}) - m_{кл} \cdot g - \frac{G_M \cdot d_{np}^4 \cdot (H_0 - H_1)}{8 \cdot (D_1 - d_{np})^3 \cdot n_{np}} \cdot \frac{1}{\chi_{on}} + \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_{кл}^3 \cdot g \cdot \rho. \quad (17)$$

Остаточно

$$m_{кл} \cdot \ddot{x}_{кл} = - \left[C_p \cdot \pi \cdot \mu \cdot r_{кл} \cdot \left(\left(\frac{Q_0}{S - S'} \right) \cdot \frac{S_n}{S_c} - \dot{x} \right) + C_\tau \cdot \pi \cdot \mu \cdot r_{кл} \cdot \left(\frac{\left(\frac{Q_0}{S - S'} \right) \cdot S_n - \dot{x} \cdot S_c}{S_{mid}} - \dot{x} \right) + \pi^2 \cdot r_{кл}^2 \cdot \tau_0 \right] - m_{кл} \cdot g - \frac{G_M \cdot d_{np}^4 \cdot (H_0 - H_1)}{8 \cdot (D_1 - d_{np})^3 \cdot n_{np}} \cdot \frac{1}{\chi_{on}} + \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_{кл}^3 \cdot g \cdot \rho. \quad (18)$$

У зв'язку з цим доцільно зробити припущення, що вплив закону руху робочого органу насоса має подвійний характер, тобто визначає не лише час закриття клапана, але й величину ходу поршня за цей час, яка безпосередньо характеризує об'єм втрат розчину. Тобто, вибір закону руху робочого органу потребує раціоналізації за часом закриття клапана та інтенсивності руху в цей період.

Аналіз роботи кульового клапана однопоршневого розчинонасоса на основі розглянутої динамічної моделі дає можливість установити закон руху кульки при роботі клапана з урахуванням конструктивних параметрів клапанного вузла, закону руху робочого органу і властивостей перекачуваного середовища та теоретично оцінити вплив закону руху привода на ефективність роботи нагнітального й всмоктувального клапанів, урахувавши втрати розчину при їх закритті.

Розв'язання цього диференціального рівняння дає можливість одержати закон руху кульки клапана як функцію

$$x_{кл}(t) = f(m_{кл}, r_{кл}, r_c, D_{нкл}, v_n(t), \mu, \tau_0, \rho, t), \quad (19)$$

яка встановлює залежність між характером переміщення кульки за часом t і конструктивними параметрами клапана ($m_{кл}, r_{кл}, r_c, D_{нкл}$), законом руху поршня ($v_n(t)$) та властивостями перекачуваного розчину (μ, τ_0, ρ). За допомогою цієї залежності можна визначити час закриття й відкриття клапана. Розв'язання рівняння (13) з урахуванням (10) можна виконати лише з використанням чисельних методів розв'язання диференціальних рівнянь на ЕОМ та потребує попередніх експериментальних уточнень параметрів взаємодії кульки клапанів з розчином.

Початкове зрушення кульки діаметром 50 мм у розчині рухомістю П10 см здійснювалося при сумарній масі 510 г, тобто сила початкового зсуву $F_0 = 9,81 \cdot 0,51 = 5$ Н.

На рис. 4 наведено залежності руху кульок нагнітального та всмоктувального клапана залежно від рухомості розчину та в табл. 1 реологічні параметри будівельних розчинів різної рухомості [1], зусилля зрушення кульки у розчинах та її швидкість початкового руху у розчинах.

Таблиця 1. Реологічні та силові параметри піщаних розчинів різної рухомості для визначення законів руху кульок нагнітального та всмоктувального клапанів

Table 1. Rheological and force parameters of sand solutions of different mobility for determining the laws of motion of balls of discharge and suction valves

Рухомість розчину, см	Щільність ρ , кг/м ³	Граничне напруження зсуву τ_0 , Па	Коефіцієнт структурованої в'язкості μ , Па·с	Зусилля руху, F_1 Н	Швидкість руху v_0 , м/с
П8	2100	736,27	35,86	15,3	0,74
П10	2000	602,39	18,58	11,75	1,06
П12	1900	431,24	10,24	7,86	1,2

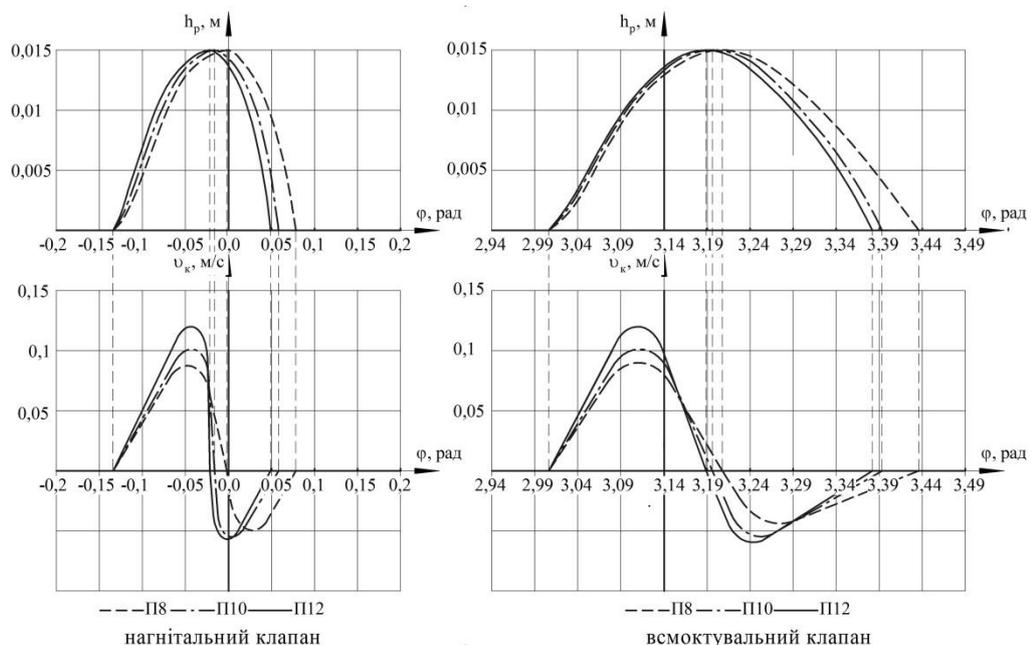


Рис. 4. Залежності руху кульок нагнітального та всмоктувального клапана однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму залежно від рухомості розчину
 Fig. 4. Dependences of the movement of the balls of the discharge and suction valves of a single-piston mortar pump with a combined compensator of increased volume depending on the mobility of the mortar

Залежності (рис. 4, 5) вказують на те, що у гідроприводного розчинонасоса спрацювання нагнітального та всмоктувального клапанів відбувається швидше за рахунок стабільної постійної швидкості руху за період спрацювання по відношенню до клапанів розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму відповідно на $0,024^\circ$ і $0,018^\circ\text{с}$ за цикл роботи.

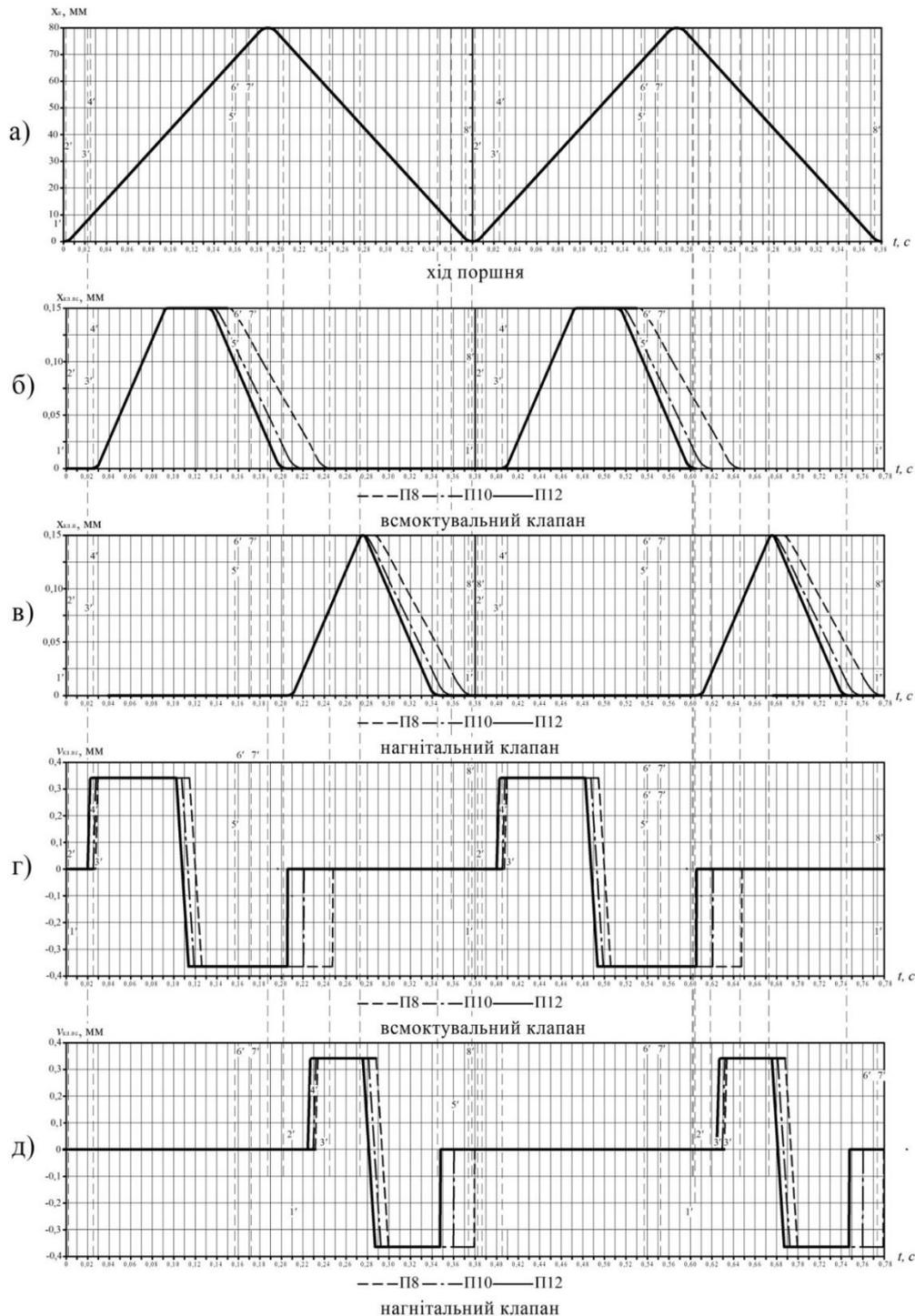


Рис.5. Залежності руху поршня, кульок нагнітального та всмоктувального клапана гідроприводного однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску залежно від рухомості розчину П8, П10, П12

Fig. 5. Dependences of the movement of the piston, balls of the discharge and suction valves of a hydraulically driven single-piston mortar pump with a combined pressure pulsation compensator depending on the mobility of the mortar P8, P10, P12

Граничне напруження зсуву τ_0 та величина структурованої в'язкості розчину рухомістю П10 будуть рівні

$$\tau_0 = \frac{F_0 - \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_k^3 \cdot g \cdot \rho}{\pi^2 \cdot r_k^2} = \frac{5 - \frac{4}{3} \cdot 3,14 \cdot 0,025^3 \cdot 9,81 \cdot 2000}{3,14^2 \cdot 0,025^2} = 602,39 \text{ Па,}$$

$$\mu = \frac{F_\eta - \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_k^3 \cdot g \cdot \rho - \pi^2 \cdot r_k^2 \cdot \tau_0}{6 \cdot \pi \cdot \nu_k \cdot r_k} =$$

$$= \frac{11,75 - \frac{4}{3} \cdot 3,14 \cdot 0,025^3 \cdot 9,81 \cdot 2000 - 3,14 \cdot 0,025^2 \cdot 602,39}{6 \cdot 3,14 \cdot 1,06 \cdot 0,025} = 5,92 \text{ Па} \cdot \text{с.}$$

Варто зазначити, що швидше спрацювання кульок клапанів за рахунок постійної швидкості підйому і опускання у гідроприводного розчинонасоса, а саме швидше його опускання на гніздо впливає не лише на зменшення зворотних витоків розчину, але й визначає опір просуванню потоку розчину, спонукає високому рівню розрідження в робочій камері та ступеню її наповнення під час всмоктування завдяки чому, це суттєво впливає на зменшення ступеня пульсацій тиску та зростання об'ємного ККД.

Установлення закону руху кульки дозволить визначити час її руху з висоти h до сідла та оцінити величину зворотних витоків ΔV при закритті клапана

$$\Delta V = S_{\bar{o}} \cdot \frac{1}{\cos \psi} \cdot S_n(\varphi_3), \quad (20)$$

де $S_{\bar{o}}$ – величина бокової поверхні відкриття клапана залежно від висоти підйому кульки $S_{\bar{o}} = f(h)$, м²; ψ – кут зміни траєкторії руху кульки клапана, який виникає в результаті бакового зусилля.

На основі даного аналізу масову частку витрати розчину через сідло всмоктувального клапана визначається залежністю

$$\Delta Q_{вс.кл} = \rho \cdot v_{p.к.} \cdot S_n - \rho \cdot v_c \cdot S_{\bar{o}} = \rho \cdot v_n \cdot \frac{1}{\cos \beta} \cdot \frac{D_n^2}{d_{p.к}^2} \cdot S_n - \rho \cdot v_n \cdot \frac{1}{\cos \beta} \cdot \frac{D_n^2}{d_c^2} \cdot S_{\bar{o}} =$$

$$= \rho \cdot v_{p.к.} \cdot S_n - \rho \cdot v_c \cdot S_{\bar{o}} = \rho \cdot \frac{Q_0}{S - S'} \cdot \frac{1}{\cos \beta} \cdot \frac{D_n^2}{d_{p.к}^2} \cdot S_n - \rho \cdot \frac{Q_0}{S - S'} \cdot \frac{1}{\cos \beta} \cdot \frac{D_n^2}{d_c^2} \cdot S_{\bar{o}}$$

Після перетворень маємо

$$\Delta Q_{вс.кл} = \frac{\pi \cdot \rho \cdot D_n^4}{\cos \beta} \cdot \left(\frac{Q_0}{S - S'} \right) \cdot \left(\frac{D_n^2}{4 \cdot d_{p.к}^2} - \frac{R_k}{d_c^2} \cdot \frac{h^2 + 2 \cdot h \cdot \sqrt{R_k^2 - r_c^2}}{\sqrt{r_c^2 + \left(h + \sqrt{R_k^2 - r_c^2} \right)^2}} \right), \quad (22)$$

де – $S_n(\varphi_3)$ – переміщення поршня за час закриття клапана, яке характеризується законом руху поршня, м; φ_3 – кут повороту кривошипа за час t закриття клапана.

Моделювання процесу виникнення тиску у гідравлічній частині під час роботи гідроприводного розчинонасоса (здійснювали за допомогою програмного комплекс САПР SolidWorks (солідворкс, от англ. solid – тверде тіло і англ. works – працювати).

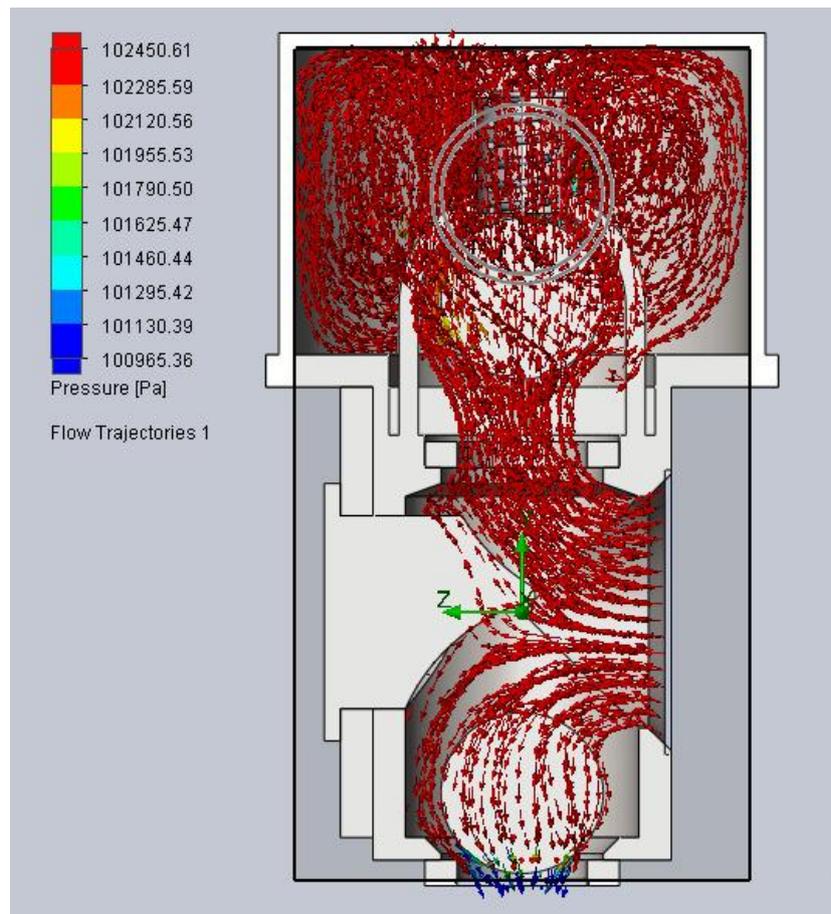


Рис. 6. Зображення процесу розподілення тиску у гідравлічній частині розчинонасоса
 Fig. 6. Image of the pressure distribution process in the hydraulic part of a mortar pump

За результатами моделювання видно, що розділення тиску у робочій камері під час руху поршня в такті нагнітання практично рівномірне окрім різкого падіння тиску у сідлі всмоктувального клапана, який з миттєвим запізненням рухається до сідла клапана зі швидкістю меншою руху потоку розчину. Стосовно розподілення тиску у вільній камері компенсатора то він розподіляється за потоком руху розчину через сідло нагнітального клапана омиваючи сферичну поверхню кульки і далі розподіляючись зростає по поверхні діаметрально. На виході з нагнітального патрубку тиск зменшується пропорційно зменшенню опору потоку розчину.

5. Висновки:

Проведено теоретичне дослідження механізму взаємодії потоку розчину з кулькою й на його основі та запропонованій математичній моделі роботи кульових клапанів всмоктувального вільної дії та підпружиненого нагнітального робочої камери з урахуванням спеціальної вставки в ній. На базі цієї моделі розроблено метод визначення об'єму зворотних витоків під час закриття клапанів залежно від закону руху поршня та реологічних властивостей перекачуваного середовища. Основою оцінювання об'єму зворотних витоків присутній той факт, що постійна швидкість руху поршня під час закриття клапана визначає, як швидкість зворотного витоків, так і швидкість встановлення кульки клапана на сідло і відповідно зменшується час закриття клапана. Отже при русі поршня з постійною швидкістю під час закриття клапана швидкість кульки більша ніж у потоку розчину при цьому зменшується, як час закриття клапана так і зворотні витоків. Це особливо помітно під час перекачування розчинів підвищеної рухомості П10-П12.

Список використаних джерел:

1. Онищенко А.Г. Методика розрахунку зворотних втрат розчину через усмоктуючий клапан вертикального диференціального розчинонасоса / А.Г. Онищенко, А.Т. Кукоба, В.У. Уст'янцев // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. – Вип. 3. – Полтава: ПДТУ, 1998. – С. 3-6.
2. Онищенко О.Г. Взаємодія кульки клапана розчинонасоса з потоком перекачаного розчину / О.Г. Онищенко, А.В. Васильєв, Б.О. Коробко. // Сб. научн. трудов / ХГДТУ. – Выпуск 5. – Харьков: ХГДТУ, 2000. – С.116-118.
3. Онищенко О. Г. Вивчення руху кульки вільнодіючого клапана диференціального розчинонасоса / О.Г. Онищенко, А.В. Васильєв, Б.О. Коробко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. держ. техн. ун-т. ім. Юрія Кондратюка. – Вип. 7. – Полтава: ПДТУ, 2001. – С. 3-8.
4. Коробко Б.О. Дослідження робочих процесів розчинонасоса з комбінованим законом руху проточного плунжера: Дис...канд. техн. наук: 05.05.02 / Коробко Богдан Олегович. – Полтава 2002. – 166 с.
5. Емельянова І.А. Визначення продуктивності та об'ємного ККД розчинонасоса залежно від геометричних параметрів усмоктувальної камери та компенсаторів різних конструктивних рішень: [Текст] / І.А. Емельянова, М.В. Шаповал // Науковий вісник будівництва. Т. 88, №2 – Х., 2017. – С. 195-203.
6. Пат. 112734 Україна, МПК F04В 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. Шаповал М.В. Аналіз конструкції гідроприводного розчинонасоса з різними комбінованими компенсаторами / М.В. Шаповал, В.Г. Михайлик, А.І. Криворот // Технічні науки та технології. – 2025. – № 1 (39). – С. 98-108. [https://doi.org/0.25140/2411-5363-2025-1\(39\)-98-108](https://doi.org/0.25140/2411-5363-2025-1(39)-98-108).
8. Клим М.М., Якібчук П.М. Молекулярна фізика. – Львів, ЛНУ ім. І.Франка, 2003. – 543с.

References:

1. Onyshchenko A.G. Methodology for calculating reverse losses of the solution through the suction valve of a vertical differential mortar pump / A.G. Onyshchenko, A.T. Kukoba, V.U. Ustyantsev // Collection of scientific papers (industry mechanical engineering, construction) / Poltava State Technical University named after Yuri Kondratyuk. – Issue 3. – Poltava: PDTU, 1998. – P. 3-6.
2. Onyshchenko O.G. Interaction of the ball of the mortar pump valve with the flow of the pumped solution / O.G. Onyshchenko, A.V. Vasiliev, B.O. Korobko. // Collection of scientific papers / KhGDTU. – Issue 5. – Kharkov: KhGDTU, 2000. – P. 116-118.
3. Onyshchenko O. G. Study of the movement of the ball of the free-acting valve of a differential mortar pump / O.G. Onyshchenko, A.V. Vasyliiev, B.O. Korobko // Collection of scientific papers (industry mechanical engineering, construction) / Poltava State Technical University named after Yuri Kondratyuk. – Issue 7. – Poltava: PDTU, 2001. – P. 3-8.
4. Korobko B.O. Investigation of the working processes of a mortar pump with a combined law of motion of a flow plunger: Dissertation...candidate of technical sciences: 05.05.02 / Korobko Bohdan Olegovich. – Poltava 2002. – 166 p.
5. Emelyanova I.A. Determination of productivity and volumetric efficiency of a mortar pump depending on the geometric parameters of the suction chamber and compensators of various design solutions: [Text] / I.A. Emelyanova, M.V. Shapoval // Scientific Bulletin of Construction. Vol. 88, No. 2 – Kh., 2017. – P. 195-203.
6. Pat. 112734 Ukraine, MPK F04B 11/00 Low-pulse pump / I.A. Emelyanova, B. O. Korobko, M. V. Shapoval (Ukraine); applicant and patent owner Polt. nat. tekhn. un-t. named after Yu. Kondratyuk, No. a 2015 11219; appl. 16.11.2015; publ. 10.10.2016, Bull. No. 19.
7. Shapoval M.V. Analysis of the design of a hydraulically driven mortar pump with various combined compensators / M.V. Shapoval, V.G. Mykhaylik, A.I. Kryvorot // Technical Sciences and Technologies. – 2025. – No. 1 (39). – P. 98-108. [https://doi.org/0.25140/2411-5363-2025-1\(39\)-98-108](https://doi.org/0.25140/2411-5363-2025-1(39)-98-108).
8. Klym M.M., Yakibchuk P.M. Molecular Physics. – Lviv, I. Franko Lviv National University, 2003. – 543p.