

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

МИХАЙЛИК ВАДИМ ГРИГОРОВИЧ

УДК 621.65:693.6(043.3)

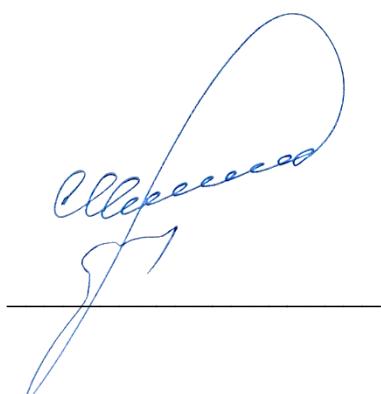
ДИСЕРТАЦІЯ

**«ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ГІДРОПРИВОДНОГО
ОДНОПОРШНЕВОГО РОЗЧИНОНАСОСА З КОМБІНОВАНИМ
КОМПЕНСАТОРОМ ПУЛЬСАЦІЇ ТИСКУ»**

133 – галузеве машинобудування

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії PhD з
машинобудування

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело



Науковий керівник:

В.Г. Михайлик

Шаповал Микола Віталійович
кандидат технічних наук, доцент

Полтава – 2026

АНОТАЦІЯ

Михайлик В.Г. «Обґрунтування параметрів робочих процесів гідроприводного однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску». – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня PhD зі спеціальності 133 – Галузеве машинобудування – Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», 2026.

Дисертаційна робота спрямована на вирішення науково-прикладних завдань, які дозволяють підвищити ефективність роботи гідроприводного розчинонасоса одинарної дії з компенсатором пульсації тиску для зниження ступеня пульсацій тиску подачі розчину, по трубопроводах.

Проведено аналіз конструкцій та роботи сучасних зразків розчинонасосів як закордонних, так і вітчизняних, який вказав на необхідність створення надійних, високоефективних машин, які б забезпечили стабільне рівномірне перекачування по трубопроводах будівельних розчинів різної рухомості при мінімальних рівнях ступенів пульсацій тиску подачі.

Вирішення проблем регулювання рівня подачі за командою штукатурка та зниження рівня пульсацій тиску подачі можливе при застосуванні поршневих розчинонасосів одинарної дії які повинні бути оснащені комбінованим компенсатором закритого типу.

Тому необхідно створити розчинонасос з приводом поршня від регульованого гідроприводу та робочою камерою, яка матиме мінімальний "шкідливий" об'єм.

Зниження рівня пульсацій тиску подачі до помірного рівня у однопоршневого розчинонасоса можна забезпечити за допомогою комбінованого повітряного компенсатора, з двома камерами: вільною, у якій об'єм повітря безпосередньо контактує з розчинною сумішшю, а друга з замкненої ємності зі стиснутим повітрям вище рівня атмосферного.

Сумарний приведений об'єм повітря в обох камерах під час акумулювання об'єму розчину в такті всмоктування розчинонасосом повинен забезпечувати необхідний рівень ступеня пульсацій тиску подачі розчину.

В роботі розглянуто гідроприводний однопоршневий розчинонасос з використанням нового комбінованого компенсатора пульсації тиску з необхідним приведеним об'ємом.

Розчинонасос із комбінованим компенсатором пульсацій тиску має робочий циліндр з поршнем розташованим горизонтально та зовнішня форма якого обварена гумою і штоком; привод поршня від гідравлічного приводу, який має гідроциліндр, золотниковий розподільник та кран вмикання регулювання подачі гідравлічної рідини; всмоктувальну камеру, в якій закріплена спеціальна фасонної форми вставка; всмоктувальний і нагнітальний патрубки зі всмоктувальним і нагнітальним кульовими клапанами, нагнітальну камеру. Комбінований компенсатор пульсації тиску циліндричної форми має вільну і замкнену камеру зі стиснутим повітрям. Замкнена камера представляє собою пневмобалон вантажного автомобіля, яка поєднана зі фланцем компенсатора. Корпус штокової порожнини оснащено каналними патрубками, за допомогою яких відбувається інтенсивне промивання та охолодження зовнішньої поверхні плунжера та стікання дисперсного абразиву у спеціальні кармани, які знаходяться у нижній частині штокової порожнини.

Представлено теоретичні залежності для визначення тиску розчину для тактів всмоктування $p_{всм}$ та нагнітання $p_{наг}$ з урахуванням ходу поршня для умов $0 \leq t \leq t_{наг}$; $t_{наг} \leq t \leq t_{всм}$ при дослідженні комбінованого компенсатора пульсації тиску, що пропонуються.

З метою зниження рівня пульсацій та підвищення ресурсу роботи тертьових поверхонь деталей циліндро-поршневої групи за рахунок усунення поперечних зусиль встановлено гідроциліндр на одній вісі з поршнем та який здійснює зворотно-поступальні рухи за рахунок гідравлічного приводу.

Встановлено геометричні розміри всмоктувального та нагнітального вузлів: діаметри кульок клапанів $D = 50$ мм і діаметр сідел клапанів $d = 40$ мм. При цьому, доведено, що мінімальний рівень ступеня пульсацій подачі розчину спостерігається

при висоті підйому кульки клапана над сідлом $h = 15$ мм.

Досліджено роботу розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску.

Теоретично досліджено закон руху робочого органа та його вплив на:

- зміну об'єму розчину комбінованого компенсатора;
- тиск подачі розчину;
- ступінь пульсації тиску розчину;
- спрацювання клапанів;

Визначено ступені пульсацій тиску розчину при різних тисках подачі та різних приведених об'ємах комбінованого компенсатора.

Доведено, що аккумуляюча дія компенсатора, залежить від його конструкції. Газ (повітря) вільної камери компенсатора, яке знаходиться в контакті з перекачуваним розчином, відносно швидко видаляється, а також насичується у розчині внаслідок чого зменшується аккумуляючий об'єм та ефективність роботи такого компенсатора знижується. Проведено дослідження з визначення відносного стиснення пневмобалону, як складового елементу закритої камери комбінованого компенсатора. Визначенно відносне насичення повітрям вільної камери компенсатора.

Розкрито механізм аккумуляючої дії закритої камери (пневмобалона) на стабілізацію тиску подачі розчинної суміші та встановлено кількісні показники впливу тиску, під яким здійснюється подача розчинів, на об'ємний ККД розчинонасоса. Залежно від факторів впливу встановлено залежність та визначено об'ємний ККД розчинонасоса.

Визначено витрати потужності розчинонасоса, за циклу його роботи залежно від факторів, що впливають на загальний ККД.

За результатами експериментальних досліджень видно, що ступені пульсацій тиску у гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску менші по відношенню до ступенів пульсацій тиску у розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму відповідно: на 1,5% при $P_1 = 8$ см 3% при $P_2 = 10$ см та на 4% при $P_3 = 12$ см. Розбіжність результатів теоретичних та

експериментальних досліджень не перевищує 3%.

Результати досліджень впливу прийнятих факторів показують, що всі показники краще у гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску, а саме продуктивність, об'ємний ККД, рівень пульсації тиску, для якого одержані діапазони раціональних технологічних параметрів: $II = 9,5...10,5$ см; $p = 1,0...1,5$ МПа; $V_{комп} = 47...65$ дм³; $\beta = 37,5...52,5^\circ$.

На основі трьохфакторного експерименту максимального значення 82% об'ємний ККД гідроприводного розчинонасоса досяг при перекачуванні будівельних розчинів рухомістю II 8 см зі спеціальною вставкою під кутом нахилу $\beta = 45^\circ$ у всмоктувальній камері та підпружиненим нагнітальним клапаном. За рахунок таких конструктивних рішень значення об'ємного ККД гідроприводного розчинонасоса при перекачуванні розчину $II=8$ см зростає до 5-7%.

Аналіз експериментальних та розрахункових результатів досліджень свідчить про те, що витрата потужності гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску менше на 21% по відношенню до розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму.

Характер зміни коефіцієнта жорсткості пневмобалона підвіски Opel Vivaro, має саме не лінійну залежність, а зміну параболічну залежність вказаного параметру.

Експериментальні дослідження вказують на те, що коефіцієнт жорсткості, для замкненої камери (пневмобалона) при відповідних параметрах тисків на манометрі домкрату має зміну у довільній формі для всіх тисків у пневмобалоні, не описуючи математичні закони (лінійний, гіперболічний, арифметичну чи геометричну прогресії).

Також процес затухання коливань у замкненій камері (пневмобалоні) за цикл роботи розчинонасоса відбувається у всьому діапазоні тиску підкачки.

Досліджено, що насичення повітрям розчину у вільній камері відбувається. Причому насичення повітрям тим більше, чим нижча рухомість розчину та більший його об'єм. Це пояснюється меншим вмістом води у розчині і більшим вмістом мікроскопічних порожнин. Також суттєвий вплив на інтенсивність насичення

повітрям здійснює площа контакту об'єму повітря з об'ємом розчину і це обумовлено конструкцією компенсатора.

Також досліджено, що в процесі експлуатації з матеріалом замкненої камери відбувається дифузійна проникність водного середовища, через контакт з абразивним і частково кислотним середовищем під тиском, а також під впливом.

В загальному розглянутий гідроприводний розчинонасос з комбінованим компенсатором пульсації тиску показав себе високоефективним, конкурентноздатним, надійним агрегатом для перекачування розчинних сумішей різної рухомості.

Ключові слова: гідроприводний однопоршневий розчинонасос, комбінований компенсатор пульсації тиску, насос, комбінований компенсатор збільшеного об'єму, продуктивність, об'ємний ККД, потужність, ступінь пульсації тиску, рухомість розчину, тиск, подача, напруження, деформація, однорідність суміші.

Список публікацій здобувача Михайлика В.Г.

Публікації у спеціалізованих фахових виданнях рекомендованих МОН України

1. Визначення ступеня пульсацій тиску подачі розчину розчинонасосами залежно від конструктивних особливостей / М.В. Шаповал, В.Г. Михайлик – Науковий вісник будівництва. – 2025. – Вип. 112. – С. 338-347

<https://doi.org/10.33042/2311-7257.2025.112.1.42> (Особистий внесок здобувача: визначено ступеня пульсацій тиску подачі розчину, що впливають на роботу розчинонасоса)

2. Шаповал, М., & Михайлик, В. (2025). Теоретичні дослідження роботи розчинонасосів з різними конструктивними особливостями приводів. Техніка будівництва, (42), 14–26.

<https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0502> (Особистий внесок здобувача: встановлено залежності закону руху робочого органа розчинонасоса та проведено порівняльний аналіз робочих процесів, розчинонасосів з різними приводами)

3. В.Г. Михайлик, М.В. Шаповал Визначення потужності гідроприводного

одноршнєвого розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк: ЛНТУ, 2025.– №1(24).– С. 291-302.

<https://doi.org/10.36910/automash.v1i24.1735> (Особистий внесок здобувача: визначено кількісні показники залежності потужності гідроприводного одноршнєвого розчинонасоса залежно від закону руху робочого органа)

4. 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). (Особистий внесок здобувача: встановлено конструктивні зміни комбінованого компенсатора пульсації тиску)

5. Михайлик, В. (2025). Дослідження потоку розчину у робочій камері та клапанних вузлах під час роботи розчинонасоса. Техніка будівництва, (43), 63–75.

<https://doi.org/10.32347/tb.2025-43.0607>

(Особистий внесок здобувача: встановлено та визначено на основі законів руху твердого тіла в структурованих рідинах закони руху кульок клапанів розчинонасоса)

6. Михайлик В.Г., Визначення об'єму ємності комбінованого компенсатора за роботою акумулювання розчину одноршнєвого гідроприводного розчинонасоса / В.Г. Михайлик, М.В. Шаповал, А.І. Криворот // Наукові нотатки. Луцьк, 2025, №84 158-165 <https://doi.org/10.36910/775.24153966.2025.84.25> (Особистий внесок здобувача: встановлено та визначено теоретичні залежності визначення об'єму ємності комбінованого компенсатора за роботою акумулювання розчину)

7. В.Г. Михайлик Порівняльний аналіз експериментальних досліджень ступеня пульсацій тиску розчинонасосів гідроприводного з комбінованим компенсатором пульсації тиску та з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму / В.Г. Михайлик, М.В. Шаповал // Техніка будівництва, (43), 314-325. <https://doi.org/10.33042/2311-7257.2026.114.1.34> (Особистий внесок здобувача: проведено експериментальні дослідження визначення ступеня пульсацій тиску розчину у трубопроводі гідроприводним розчинонасосом)

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

8. Гідравлічний однопоршневий розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму [Текст] / М.В. Шаповал, В.В. Вірченко, А.І. Криворот, В.Г. Михайлик // Матеріали та технології в інженерії (МТІ-2023): інженерія, матеріали, технології, транспорт: збірник наукових доповідей міжнародної конференції, Луцьк, Україна, 16–18 травня 2023 р. – Луцьк : Вежа-Друк, 2023. – С. 270-272. (*Особистий внесок здобувача: виконано конструктивні зміни під гідропривод розчинонасоса*)

9. Доцільність використання гідропривода у розчинонасосах одинарної дії / М.В. Шаповал, В.В.Вірченко, В.Г. Михайлик // Матеріали VI Всеукраїнської науково-технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (11 травня 2023 року, м. Полтава) [Текст] / ред.: М.М. Нестеренко – Полтава: Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», 2023. – С. 38-40. (*Особистий внесок здобувача: виконано аналіз доцільності застосування гідропривода у конструкції однопоршневого розчинонасоса*)

10 Шаповал М.В. Доцільність використання гідропривода в однопоршневому розчинонасосі з комбінованим компенсатором тиску / М.В. Шаповал, В.Г. Михайлик // Тези 75-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» (Полтава, 02 трав.–25 трав. 2023 р.). – Т. 1. – С. 275–277. (*Особистий внесок здобувача: виконано конструктивні заходи застосування аналогової концепції гідропривода у конструкції однопоршневого розчинонасоса*)

11 Шаповал М.В. Доцільність застосування гідропривода у складі однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором об'єму / М.В. Шаповал, В.Г. Михайлик // Академічна й університетська наука: результати та перспективи : зб. наук. пр. XVII Міжнар. наук.–практ. конф., 12 – 13 груд. 2024 р. – Полтава: Нац. ун–т ім. Ю. Кондратюка, 2024. – С. 510–512. (*Особистий внесок здобувача: виконано конструктивні заходи застосування аналогової концепції гідропривода у конструкції однопоршневого розчинонасоса*)

12 Шаповал М.В. Доцільність використання нових конструкцій комбінованих

компенсаторів для зиження пульсацій тиску у поршневих розчинонасосах одинарної дії / М.В. Шаповал, Р.Ю. Сальніков, В.Г. Михайлик // «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки»зб. наук. пр. VII Всеукр. наук.-техн. конф., 25 квітня 2024 р. – Полтава: Нац. ун-т ім. Ю. Кондратюка, 2024. – С. 47–52. (*Особистий внесок здобувача: розробка конструкцій компенсуючих пристроїв у складі гідроприводного однопоршневого розчинонасоса*)

13 Шаповал М.В., Михайлик В.Г. Створення нових конструкцій комбінованих компенсаторів у поршневих розчинонасосах одинарної дії / Шаповал М.В., Михайлик В.Г. // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС – 2024): матеріали тез доповідей XIV Міжнародної науково-практичної конференції (м. Чернігів, 23 - 24 травня 2024 р.) : у 1 т. / Національний університет «Чернігівська політехніка» [та ін.] ; відп. за вип.: Єрошенко Андрій Михайлович [та ін.]. – Чернігів : НУ «Чернігівська політехніка», 2024. – Т. 1. С. 279–281. (*Особистий внесок здобувача: розробка конструкцій компенсуючих пристроїв у складі гідроприводного однопоршневого розчинонасоса*)

14 Шаповал М. В. Михайлик В. Г. Визначення відносного насичення повітрям вільної камери компенсатора. // Матеріали VIII Всеукраїнської науково-технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (Полтава, 24 квіт. 2025 р.).–Полтава: Нац. ун-т ім. Ю. Кондратюка, 2025.–Т. 1.– С. 79–82. (*Особистий внесок здобувача: проведення експериментальних досліджень визначення відносного насичення повітрям вільної камери компенсатора*);

15 Шаповал М.В Порівняльні дослідження визначення потужності поршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму з різними типами приводів. / Шаповал М.В., Михайлик В.Г. // Матеріали VI Міжнар. наук.-практ. конф. «Енергоощадні машини і технології» (м. Київ, 20-21 трав. 2025 р.). – Київ: Київський національний університет будівництва і архітектури, 2025, С. 93-96. (*Особистий внесок здобувача: проведення експериментальних досліджень визначення потужності поршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму з різними типами приводів*).

16. Михайлик В. Г., Шаповал М.В., Дослідження дифузійної проникності середовища матеріалу замкненої камери компенсуючого пристрою Матеріали ІХ Всеукраїнської науково-технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (30 квітня 2026 року, м. Полтава) /— Полтава: Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», 2026. – 16-20 с.

17. Михайлик В. Г., Шаповал М.В., Аналіз процесу виникнення тиску подачі розчину у гідравлічній частині гідроприводного розчинонасоса методом комп'ютерного моделювання Матеріали ІХ Всеукраїнської науково-технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (30 квітня 2026 року, м. Полтава) /— Полтава: Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», 2026. 23-26 с.

ABSTRACT

Mykhaylik V.G. Substantiation of the parameters of the working processes of a hydraulically driven single-piston mortar pump with a combined pressure pulsation compensator. – Qualification scientific work in the form of a manuscript.

Dissertation for the degree of Ph.D. in specialty 133 – Industrial Mechanical Engineering – Yuriy Kondratyuk Poltava Polytechnic National University, 2026.

The dissertation is aimed at solving scientific and applied problems that allow increasing the efficiency of a hydraulically driven single-acting mortar pump with a pressure pulsation compensator to reduce the degree of pulsation of the mortar supply pressure through pipelines.

An analysis of the designs and operation of modern samples of mortar pumps, both foreign and domestic, was carried out, which indicated the need to create reliable, highly efficient machines that would ensure stable uniform pumping of construction mortars of different mobility through pipelines at minimal levels of degrees of supply pressure pulsations.

Solving the problems of regulating the supply level at the command of the plasterer and reducing the level of supply pressure pulsations is possible when using single-acting piston mortar pumps that must be equipped with a combined closed-type compensator.

Therefore, it is necessary to create a mortar pump with a piston drive from an adjustable hydraulic drive and a working chamber that will have a minimum "harmful" volume.

Reducing the level of supply pressure pulsations to a moderate level in a single-piston mortar pump can be ensured by using a combined air compensator, with two chambers: a free one, in which the air volume is in direct contact with the mortar mixture, and the second one from a closed container with compressed air above atmospheric level.

The total reduced volume of air in both chambers during the accumulation of the solution volume in the suction stroke by the mortar pump must provide the required level of the degree of pulsations of the solution supply pressure.

The work considers a hydraulically driven single-piston mortar pump using a new combined pressure pulsation compensator with the required reduced volume.

The mortar pump with a combined pressure pulsation compensator has a working

cylinder with a horizontally located piston and the external shape of which is boiled with rubber and a rod; the piston drive is from a hydraulic drive, which has a hydraulic cylinder, a spool valve and a valve for switching on the hydraulic fluid supply; a suction chamber in which a special shaped insert is fixed; suction and discharge pipes with suction and discharge ball valves, a discharge chamber. The combined pressure pulsation compensator of cylindrical shape has a free and closed chamber with compressed air. The closed chamber is a pneumatic cylinder of a truck, which is connected to the compensator flange. The body of the rod cavity is equipped with channel nozzles, with the help of which intensive washing and cooling of the outer surface of the plunger and the drainage of dispersed abrasive into special pockets located in the lower part of the rod cavity occur.

Theoretical dependencies are presented for determining the solution pressure for the suction $p_{\text{всМ}}$ and discharge $p_{\text{наг}}$ cycles taking into account the piston stroke for the conditions $0 \leq t \leq t_{\text{наг}}$; $t_{\text{наг}} \leq t \leq t_{\text{всМ}}$ when studying the proposed combined pressure pulsation compensator.

In order to reduce the level of pulsations and increase the service life of the friction surfaces of the parts of the cylinder-piston group by eliminating transverse forces, a hydraulic cylinder is installed on the same axis as the piston and performs reciprocating movements due to a hydraulic drive.

The geometric dimensions of the suction and discharge units have been established: diameters of the valve balls $D = 50$ mm and diameters of the valve seats $d = 40$ mm. At the same time, it has been proven that the minimum level of the degree of pulsations of the solution supply is observed at a height of the valve ball above the seat of $h = 15$ mm.

The operation of a mortar pump with a combined pressure pulsation compensator has been studied.

The law of motion of the working body and its influence on:

- change in the volume of the solution of the combined compensator;
- solution supply pressure;
- degree of solution pressure pulsation;
- valve operation has been theoretically studied;

The degrees of solution pressure pulsations have been determined at different supply

pressures and different reduced volumes of the combined compensator.

It has been proven that the accumulating effect of the compensator depends on its design. The gas (air) of the free chamber of the compensator, which is in contact with the pumped solution, is relatively quickly removed, and is also saturated in the solution, as a result of which the accumulating volume decreases and the efficiency of such a compensator decreases. A study has been conducted to determine the relative compression of the pneumatic cylinder, as a component of the closed chamber of the combined compensator. The relative air saturation of the free chamber of the compensator has been determined.

The mechanism of the accumulating action of a closed chamber (pneumoballoon) on the stabilization of the supply pressure of the mortar mixture is revealed and quantitative indicators of the influence of the pressure under which the solutions are supplied on the volumetric efficiency of the mortar pump are established. Depending on the influencing factors, a dependence is established and the volumetric efficiency of the mortar pump is determined. The power consumption of the mortar pump during its operation cycle is determined depending on the factors affecting the overall efficiency.

According to the results of experimental studies, it is clear that the degrees of pressure pulsations in a hydraulically driven mortar pump with a combined pressure pulsation compensator are smaller in relation to the degrees of pressure pulsations in a mortar pump with a combined compensator of increased volume, respectively: by 1.5% at $P_1=8$ cm, 3% at $P_2=10$ cm and by 4% at $P_3=12$ cm. The discrepancy between the results of theoretical and experimental studies does not exceed 3%.

The results of studies of the influence of the adopted factors show that all indicators are better in a hydraulically driven mortar pump with a combined pressure pulsation compensator, namely productivity, volumetric efficiency, pressure pulsation level, for which the ranges of rational technological parameters were obtained: $P = 9,5...10,5$ cm; $p = 1,0...1,5$ MPa; $V_{komp} = 47...65$ dm^3 ; $\beta = 37,5...52,5^\circ$.

Based on a three-factor experiment, the maximum volumetric efficiency of a hydraulically driven mortar pump of 82% was achieved when pumping mortars with a mobility of $P = 8$ cm with a special insert at an angle of inclination in the suction chamber and $\beta = 45^\circ$ a spring-loaded discharge valve. Due to such design solutions, the volumetric efficiency of a

hydraulically driven mortar pump when pumping mortar $P = 8$ cm will increase to 5-7%.

Analysis of experimental and calculated research results shows that the power consumption of a hydraulically driven mortar pump with a combined pressure pulsation compensator is 21% less than that of a mortar pump with a combined compensator of increased volume.

The nature of the change in the stiffness coefficient of the Opel Vivaro suspension air spring has not a linear dependence, but a parabolic dependence of the specified parameter.

Experimental studies indicate that the stiffness coefficient for a closed chamber (pneumoballoon) at the corresponding pressure parameters on the jack manometer has a change in an arbitrary form for all pressures in the pneumatic cylinder, without describing mathematical laws (linear, hyperbolic, arithmetic or geometric progression).

Also, the process of damping oscillations in a closed chamber (pneumoballoon) during the operation cycle of the mortar pump occurs in the entire range of pumping pressure.

It has been studied that the air saturation of the solution in a free chamber occurs. Moreover, the air saturation is greater, the lower the mobility of the solution and the larger its volume. This is explained by the lower water content in the solution and the higher the content of microscopic cavities. Also, the area of contact of the air volume with the volume of the solution has a significant impact on the intensity of air saturation, and this is due to the design of the compensator.

It has also been investigated that during operation with the material of a closed chamber, diffusion permeability of the aqueous medium occurs due to contact with an abrasive and partially acidic medium under pressure, as well as under the influence of. In general, the considered hydraulically driven mortar pump with a combined pressure pulsation compensator has proven to be a highly efficient, competitive, reliable unit for pumping mortar mixtures of various mobility.

Keywords: hydraulically driven single-piston mortar pump, combined pressure pulsation compensator, combined increased volume compensator, productivity, volumetric efficiency, power, degree of pressure pulsation, mortar mobility.

ЗМІСТ

ВСТУП. АКТУАЛЬНІСТЬ ТЕМИ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ	20
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СУЧАСНОГО ПОЛОЖЕННЯ СТВОРЕННЯ ВИСОКОЕФЕКТИВНОГО ГІДРОПРИВОДНОГО ОДНОПОРШНЕВОГО РОЗЧИНОНАСОСА	29
1.1 Призначення розчинонасосів	29
1.2. Умови роботи розчинонасосів	30
1.3. Вимоги до розчинонасосів	30
1.4. Аналіз існуючих конструкцій	35
1.4.1. Вітчизняні конструкції поршневих розчинонасосів.....	35
1.4.2 Конструктивні рішення гідроприводних насосів мембранного типу з комбінованою системою керування	42
1.4.3 Універсальний шланговий бетононасос із гідравлічним приводом	45
1.4.4 Закордонні конструкції поршневих розчинонасосів	50
1.5 Діафрагмові (мембранні) розчинонасоси	55
1.6 Аналіз умов роботи високоеластичних виробів для компенсуючих пристроїв в умовах рідинного, абразивного середовища	59
1.6.1 Розподілювальні діафрагмові ущільнення	59
1.6.2 Матеріали з яких виготовляють мембрани (діафрагми), камери.....	63
1.7 Конструкції компенсаторів пульсації тиску розчинонасосів	64
1.8 Передумови використання гідравлічного привода.....	69
1.9 Передумови створення нового комбінованого компенсатора пульсації тиску	76
Висновки до розділу 1.....	81
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ГІДРАВЛІЧНОГО РОЗЧИНОНАСОСА З КОМБІНОВАНИМ КОМПЕНСАТОРОМ ПУЛЬСАЦІЇ ТИСКУ ТА ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ З РОБОТОЮ РОЗЧИНОНАСОСА З КОМБІНОВАНИМ КОМПЕНСАТОРОМ ЗБІЛЬШЕНОГО ОБ'ЄМУ	83

2.1 Розчинонасоси з комбінованими компенсаторами збільшеного об'єму і пульсації тиску з електромеханічним та гідравлічним приводами.....	83
2.2 Визначення ступеня пульсацій тиску при подачі розчину в трубопровід розчинонасоса з різними приводами	90
2.3 Визначення об'єму ємності комбінованого компенсатора за роботою акумулювання розчину розчинонасоса	106
2.4 Визначення ступеня пульсацій при подачі розчину розчинонасосом залежно від тиску подачі.....	114
2.5 Аналіз процесу виникнення тиску подачі розчину у гідравлічній частині гідроприводного розчинонасоса методом комп'ютерного моделювання.....	117
2.6 Визначення раціональної висоти підйому кульки клапанів залежно від величини ступенів пульсацій тиску розчину	121
2.7 Визначення об'ємного ККД однопоршневого гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску	127
2.8 Визначення потужності гідроприводного однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску	130
2.9 Дослідження дифузійної проникності середовища матеріалу замкненої камери компенсуючого пристрою	133
2.9.1 Дифузійна проникність за контактною поверхнею ущільнень	133
2.9.2 Вплив температури і напруження	136
Висноки до розділу 2	137
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ГІДРОПРИВОДНОГО РОЗЧИНОНАСОСА ТА ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ З РОЗЧИНОНАСОСОМ З КОМБІНОВАНИМ КОМПЕНСАТОРОМ ЗБІЛЬШЕНОГО ОБ'ЄМУ	
3.1 Програма досліджень	138
3.2 Характеристика обладнання і матеріалів для проведення досліджень	138
3.2.1. Експериментальне обладнання для визначення об'ємного ККД	139

3.2.2 Експериментальне обладнання для визначення пульсацій тиску подачі розчинонасоса з комбінованими компенсаторами різних конструкцій..	140
3.2.3 Експериментальне обладнання для визначення енергоємності розчинонасоса	141
3.2.4 Експериментальне обладнання для визначення відносного стиснення пневмобалону, як складового елементу закненої камери комбінованого компенсатора.....	143
3.2.5 Експериментальне обладнання для визначення відносного насичення повітрям вільної камери компенсатора	145
3.2.6 Матеріали	146
3.3 Дослідження умов роботи розчинонасосів з різними приводами враховуючи ступінь пульсацій тиску подачі розчину в трубопровід	146
3.3.1 Визначення ступеня пульсацій тиску розчину у трубопровід розчинонасосом, що досліджуються	146
3.3.2 Визначення продуктивності однопоршневого розчинонасоса з комбінованими компенсаторами різного конструктивного рішення.....	152
3.3.3. Дослідження впливу факторів на значення об'ємного ККД розчинонасоса $\eta_{об}$	154
3.3.4 Вивчення впливу компенсуючого об'єму повітря компенсаторів на об'ємний ККД	160
3.3.5 Визначення витрат потужності, необхідних для роботи розчинонасоса з комбінованими компенсаторами різних конструктивних рішень.....	162
3.4 Експериментальні дослідження визначення жорсткості пневмобалона через вертикальне стискування	166
3.5 Дослідження швидкості затухання коливань (вібропоглинання)	174
3.6 Визначення відносного насичення повітрям вільної камери компенсатора.....	181
3.7 Аналіз дифузійної проникності газової та рідинної фази на матеріал замкнутої камери комбінованого компенсатора пульсації тиску.....	183
Висновки до 3 розділу.....	185

РОЗДІЛ 4. МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПОКАЗНИКІВ

ОДНОПОРШНЕВОГО ГІДРОПРИВОДНОГО РОЗЧИНОНАСОСА З КОМБІНОВАНИМ КОМПАНСАТОРОМ ПУЛЬСАЦІЇ ТИСКУ	188
4.1 Технічні характеристики однопоршневого розчинонасоса різними приводами та з комбінованим компенсаторами	188
4.2 Визначення основних показників роботи гідроприводного розчинонасоса комбінованим компенсатором пульсації тиску	189
4.2.1 Ступінь пульсації тиску при подачі розчину гідроприводним розчинонасосом залежно від конструктивних рішень комбінованого компенсатора пульсації тиску	189
4.2.2 Раціональна висота підйому кульки клапанів розчинонасоса залежно від конструктивних параметрів клапанного вузла	191
4.2.3 Об'ємний ККД однопоршневого гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму	192
4.2.4 Теоретична продуктивність гідроприводного однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму	193
4.2.5 Потужність привода гідроприводного однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму	193
4.3 Рекомендації з подальшого удосконалювання конструкції гідроприводного однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму	194
Висновки до розділу 4	196
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	197
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	200
ДОДАТКИ	216
Додаток А	
Дослідження впливу факторів на значення об'ємного ККД розчинонасоса $\eta_{об}$	217
Додаток Б	

Методика розрахунку похибки вимірювань параметрів об'єму повітря в вільній та замкненій камері компенсатора під час визначення об'ємного ККД під час перекачування розчинів різної рухомості і різних тисках подачі..... 235

Додаток В

Розрахунок гідросистеми гідропривода однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску РНг-4,0..... 239

Додаток Г

Техніко-економічне обґрунтування використання гідроприводного однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску..... 242

Додаток Д

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ гідроприводного однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску у складі універсальної розчинозмішувальної установки конструкції УРЗ-4,0 Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка..... 252

ВСТУП. АКТУАЛЬНІСТЬ ТЕМИ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Актуальність роботи. Сучасний етап розвитку будівельної галузі передбачає підвищення продуктивності праці, якість будівельно-оздоблювальних робіт, скорочення термінів будівництва та зниження собівартості виконання технологічних процесів. Досягнення цих якостей переважно залежить від високого рівня механізації та автоматизації будівельного виробництва. Ключовим елементом механізованого виконання оздоблювальних робіт являється розчинонасос, який забезпечує безперервне транспортування та подачу будівельних розчинів до місця їх нанесення. Саме тому створення нового сучасного розчинонасоса є актуальним науково-технічною задачею, спрямованою на вдосконалення технології виконання оздоблювальних робіт.

Сучасні оздоблювальні операції передбачають широке застосування механізованого нанесення клейових, теплоізоляційних, штукатурних, декоративних та спеціальних на цементній основі будівельних сумішей. На відміну з ручного способу виконання робіт механізоване нанесення сумішей дозволяє підвищити продуктивність праці у 3–5 разів, забезпечити більш рівномірний шар покриття, зменшити втрати оздоблювальних матеріалів і покращити якість поверхонь будівель. Водночас якість таких технологій безпосередньо залежить від технічних характеристик та параметрів робочих процесів розчинонасоса, який є основною ланкою штукатурних агрегатів і станцій.

Актуальність створення сучасного універсального розчинонасоса обумовлена також постійним розширенням асортименту та структури будівельних сумішей. У сучасному будівництві широко використовуються цементні, цементно-клейкі, цементно-вапняні, гіпсові, полімермодифіковані, теплоізоляційні, вогнезахисні та декоративні розчини, які мають різні фізико-механічні та реологічні властивості. Сучасні конструкції насосів не в повній мірі забезпечують ефективне транспортування таких сумішей без порушення їх структури,

розшарування або втрати технологічних характеристик. Це потребує конструюванню та створенню універсальних насосних систем, які будуть здатні стабільно транспортувати з широким спектром сучасних будівельних сумішей.

Не менш важливим чинником є підвищення вимог до продуктивності, об'ємного ККД та якості виконання оздоблювальних робіт. Значні обсяги житлового, промислового та інфраструктурного будівництва, а також масштабні операції з реконструкції та відновлення пошкоджених будівель потребують застосування високопродуктивного обладнання, здатного забезпечувати безперервну та рівномірну подачу з низьким рівнем ступеня пульсацій розчину на значні відстані по горизонталі та вертикалі. Від надійності роботи розчинонасоса, яка забезпечена конструктивними та технологічними факторами безпосередньо залежить ритмічність виконання оздоблювальних процесів, ефективність використання робочої сили та якість кінцевого результату.

Важливим аспектом актуальності роботи є необхідність підвищення енергоефективності розчинонасосів. Значна частина існуючих розчинонасосів характеризується високими енергетичними втратами, що збільшує експлуатаційні витрати. Застосування сучасних електроприводів із частотним регулюванням, регульованих гідроприводів, оптимізованих кінематичних схем, удосконалених клапанних механізмів та нових конструкцій робочих органів дозволяє суттєво зменшити споживання електроенергії та підвищити коефіцієнт корисної дії обладнання.

Однією з найважливіших проблем залишається забезпечення довговічності та надійності розчинонасосів. Робочі органи насосів поршневої групи експлуатуються в умовах інтенсивного абразивно-пісчаного зношування, дії агресивного цементного середовища, високих знакозмінних навантажень та значного робочого тиску. Це призводить до інтенсивного зношування поршнів, клапанів, ущільнювальних елементів і циліндрів, зростання витрат на ремонт та зниження експлуатаційної ефективності обладнання. Тому актуальним є розроблення конструкцій, що забезпечать підвищення ресурсу роботи насосних

вузлів, застосування сучасних інноваційних, композитних, зносостійких матеріалів і технологій зміцнення деталей.

Сучасний розчинонасос повинен відповідати сучасним вимогам цифровізації будівельної техніки. Впровадження електронних систем керування, автоматичного регулювання продуктивності, контролю робочого тиску, систем діагностики технічного стану та захисту від перевантажень дозволяє забезпечити стабільність технологічного процесу, мінімізувати вплив людського фактора та забезпечити безпеку експлуатації обладнання.

Особливо перспективним напрямком є вдосконалення конструкцій однопоршневих розчинонасосів, які широко застосовуються у складі штукатурних агрегатів та станцій завдяки простоті конструкції, високому рівню ремонтпридатності та відносно невеликій вартості. Також розчинонасоси потребують подальшого конструктивного вдосконалення щодо зменшення ступеня пульсації тиску подачі, що впливає на підвищення рівномірності транспортування розчину, зниження енерговитрат, зменшення зворотних витоків через клапанні механізми та збільшення ресурсу основних деталей.

Для України актуальність створення сучасних з високими експлуатаційними можливостями розчинонасосів додатково визначається необхідністю масштабного нового будівництва, реконструкції повоєнного та післявоєнного відновлення житлових, громадських і промислових об'єктів. Виконання значних обсягів оздоблювальних робіт потребує високопродуктивного, мобільного, енергоефективного та надійного обладнання, здатного забезпечити якісне нанесення сучасних будівельних сумішей у різних умовах експлуатації.

Таким чином, **сучасний об'ємний розчинонасос є основним технологічним засобом механізації оздоблювальних робіт і складовою штукатурного агрегату, від технічної досконалості якого залежать продуктивність праці, якість оздоблювальних робіт, економічність будівельного виробництва та надійність технологічного процесу.** Саме тому розроблення нових конструкцій розчинонасосів, спрямованих на підвищення продуктивності, довговічності, енергоефективності, автоматизації та універсальності застосування, є одним із

найважливіших напрямів розвитку сучасного будівельного машинобудування та механізації оздоблювальних процесів.

Метою наукової роботи є створення та дослідження вискоєфективного однопоршневого розчинонасоса завдяки застосуванню гідравлічного привода та нового комбінованого компенсатора для зниження ступеня пульсацій тиску подачі розчину по трубопроводу, що забезпечить підвищення його продуктивності і об'ємного ККД при раціональних режимах технологічних процесів.

Для досягнення визначеної мети в дисертаційній роботі необхідно розв'язати наступні **завдання**:

1. Проаналізувати причини виникнення пульсацій тиску подачі будівельного розчину у поршневих розчинонасосах, та сучасні способи її зниження. Дослідити питання застосування автомобільного пневмобалона у конструкції комбінованого компенсатора у вигляді замкненої камери з позиції ефективного акумулювання розчиної суміші за цикл роботи розчинонасоса.

2. Розробити фізичну модель та математично обґрунтувати робочі процеси розчинонасоса через застосування гідропривода та нового комбінованого компенсатора пульсації тиску на.

3. Теоретично обґрунтувати та експериментально дослідити нові параметри акумулювання структурованої розчинної суміші комбінованим компенсатором пульсації тиску з позицій зниження рівня ступеня пульсацій тиску подачі розчину. Провести порівняльний аналіз робочих процесів нової конструкції розчинонасоса з робочими процесами однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму на основі законів руху робочих органів. Встановити раціональні конструктивні параметри нової конструкції розчинонасоса.

4. Проаналізувати процес виникнення тиску подачі розчину у гідравлічній частині нового гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску методом комп'ютерного моделювання.

5. Дослідити процеси дифузійної проникності газової та рідинної структурованої фаз оболонки замкненої камери комбінованого компенсатора на предмет її надійності та довговічності.

6. Встановити залежності визначення основних параметрів роботи нового гідроприводного розчинонасоса: продуктивності, об'ємного ККД, потужності.

7. Провести впровадження однопоршневого гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску у складі малогабаритного штукатурного агрегату під час проведення оздоблювальних робіт на будівельному майданчику та надати техніко-економічне обґрунтування ефективності використання агрегату.

Об'єкт дослідження – робочі процеси транспортування будівельних розчинів по трубопроводу при їх подачі гідроприводним однопоршневим розчинонасосом з комбінованим компенсатором пульсації тиску.

Предмет дослідження – гідроприводний однопоршневий розчинонасос з комбінованим компенсатором пульсації тиску.

Методи дослідження – для вирішення поставлених завдань використовувались: методи математичної фізики, фізико-математичне моделювання методами прикладної механіки, основні положення гідродинаміки, статистична обробка експериментальних даних, метод планувального експерименту, комп'ютерне програмування.

Дослідження проводились з використанням натурального зразка розчинонасоса, а також випробувальних стендів.

Обґрунтованість нових положень, висновків та рекомендацій у роботі забезпечено застосуванням законів класичної механіки, конкретно поставлених завдань, застосуванням математичних методів та математичним аналізом. Достовірність наукових новітніх результатів роботи обумовлена застосуванням апробованих методик теоретико-експериментальних досліджень, адекватністю фізичних і математичних моделей, обґрунтованим вибором засобів і пристосувань, контрольно-вимірною апаратури та обробкою експериментальних даних із застосуванням методик планування експерименту і математичної статистики. Адекватність аналітичних досліджень порівнювалася з результатами чисельного розрахунку з результатами даних фізичного експерименту у лабораторних умовах, що включають режими роботи розчинонасоса з гідравлічним приводом.

Наукова новизна отриманих результатів.

1. Уперше теоретично визначено вплив закону руху робочого органу від гідравлічного привода та конструкції комбінованого компенсатора пульсації тиску, що досліджуються, на формування залежності тиску подачі, рівень ступеню пульсацій тиску розчину та проведено порівняльний аналіз з однопоршневим розчинонасосом з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму.

2. Теоретично досліджено роботу акумулювання розчину з компенсатора під час процесу його повної розрядки та зниження тиску газу в такті всмоктування розчинонасосом для визначення конструктивної повної ємності, приведеного об'єму до атмосферних умов.

3. Теоретично досліджено процеси дифузійної проникності матеріалу замкненої камери компенсуючого пристрою, поверхнею ущільнень при контакті з газовою і рідинною фазами залежно від температури і напруження.

4. Встановлено залежності для визначення основних параметрів роботи гідроприводного розчинонасоса, що досліджуються та визначено кількісні показники: ступінь пульсацій тиску подачі, продуктивності, об'ємного ККД, витрати енергоживлення, які підтверджено багатофакторним експериментом та проведено порівняльний аналіз робочих процесів розчинонасоса з електромеханічним приводом.

5. Визначено жорсткість спрацювання замкненої камери (пневмобалона) компенсатора, через вертикальне стискування, під час його спрацювання та його швидкість затухання коливань (вібропоглинання).

6. Визначенно відносне насичення повітрям вільної камери компенсатора.

Практичне значення отриманих результатів. На основі отриманих результатів теоретико-експериментальних досліджень створена методика визначення основних параметрів роботи гідроприводного однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску, яка дозволила розробити документацію на дослідно-виробничий зразок машини.

Дослідно-виробничий зразок агрегату використовувався під час реконструкції складського приміщення ТОВ «КОНТУР БУД ЛТД" по вул.

Буровиків, 4, в м. Полтава .

Особистий внесок здобувача полягає у наступному:

- запропонована нова конструкція комбінованого компенсатора пульсації тиску для гідроприводного однопоршневого розчинонасоса;
- теоретично досліджено роботу гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пільсації тиску та проведено порівняльний теоретико-експериментальний аналіз з роботою однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму та обґрунтовані переваги нової конструкції;
- встановлено залежності для визначення основних показників роботи однопоршневого розчинонасоса при застосуванні гідропривода та нової конструкції комбінованого компенсатора: продуктивності, об'ємного ККД, потужності;
- досліджено параметри жорсткості пневмобалона, як замкненої камери компенсатора через вертикальне стискування, під час його спрацювання та швидкість його затухання коливань (вібропоглинання);
- визначено умови для ефективної роботи гідроприводного розчинонасоса з мінімальним ступенем пульсацій тиску подачі;
- доведені переваги застосування гідравлічного привода та комбінованого компенсатора пульсації тиску в однопоршневому розчинонасосі, надані експлуатаційні рекомендації з експлуатації агрегату.

Апробація результатів дисертації. Основні положення й результати дисертації доповідались в період 2023 – 2026 рр. на круглих столах, наукових семінарах та науково-практичних конференціях професорсько-викладацького складу, аспірантів та студентів Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», Луцького національного технічного університету, Національного університету «Чернігівська політехніка», Київського національного університету будівництва і архітектури:

- 75-й науковій конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів університету на базі Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», у період з 01 травня по 26

травня 2023 року;

– VI Всеукраїнській науково-технічній конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки», Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» (11 травня 2023 року);

– Міжнародній конференції «Матеріали та технології в інженерії (MTI-2023): інженерія, матеріали, технології, транспорт», Луцький національний технічний університет (16-18 травня 2023 р.);

– VII Всеукраїнській науково-технічній конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки», Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» (25 квітня 2024 р.);

– 76-й науковій конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів університету на базі Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» (14 травня-25 травня 2024 р.);

– XIV Міжнародній науково-практичній конференції «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем», НУ «Чернігівська політехніка» (23-24 травня 2024 р., м. Чернігів);

– XVII Міжнародній науково-практичній конференції «Академічна й університетська наука: результати та перспективи», Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» (12-13 груд. 2024 р.);

– VIII Всеукраїнській науково-технічній конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки», Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» (24 квітня 2025 р.);

– VI Міжнародній науково-практичній конференції «Енергоощадні машини і технології», Київський національний університет будівництва і архітектури (20-21 трав. 2025 р., м. Київ).

– IX Всеукраїнській науково-технічній конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки»,

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» (24 квітня 2026 р);

– 78-й науковій конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів університету на базі Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» (14 травня – 25 травня 2026 р);

Публікації. Матеріали дисертації опубліковано в 7-ми наукових працях, які є статтями у фахових виданнях рекомендованих МОН України.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, загальних висновків і списку використаних літературних джерел із 129 найменувань, має 215 сторінки машинописного тексту, 72 рисунків, 30 таблиці та 5 додатків.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СУЧАСНОГО ПОЛОЖЕННЯ СТВОРЕННЯ ВИСОКОЕФЕКТИВНОГО ГІДРОПРИВОДНОГО ОДНОПОРШНЕВОГО РОЗЧИНОНАСОСА

1.1 Призначення розчинонасосів

Розчинонасоси необхідні для перекачування гумовотканинними або металевими трубопроводами розчинів різного складу і призначення та для механізованого їх нанесення на оброблювані поверхні будівельних конструкцій за допомогою повітряної форсунки або безкомпресорного сопла.

До середовищ, які перекачують розчинонасосами відносять будівельні розчини, а саме: вапняно-піщані штукатурні, цементно-піщані, на основі крейди розчини різної рухомості, які використовують для оштукатурювання, стяжок наливних підлог, фарбування і т.д.

Перекачування будівельних розчинів в основному проводять насосами об'ємного впливу. Такі насоси об'ємного впливу працює за принципом роботи періодичної зміни об'єму суміші у робочій камері, який збільшується під час такту усмоктування й зменшується під час такту нагнітання в трубопровід. Механізоване нанесення розчинів, підвищує продуктивність оздоблювальних робіт та дає змогу значно збільшити змінне напруження на одного штукатура. Нові технології дають можливість застосовувати для нанесення розчинних сумішей на оброблювані поверхні різних за конструкціями насадок, розпилювачів, форсунок, що встановлюються на кінець напірного шлангу. Галузі застосування розчинонасосів усе розширюються. Використання розчинонасосів дає вагомий ефект, якість будівництва під час подачі, укладання штукатурних, цементно-піщаних, гідроізоляційних та інших розчинів при виконанні наливної стяжки підлог, нанесення на оздоблювальні поверхні, заповнення під напором жорсткими розчинами стиків і швів керамічної цегли піно блоків, між залізобетонними конструкціями, а також для подачі розчинів при великих масштабах робіт.

У теорію і практику економічно доцільнішого трубопровідного транспортування будівельних розчинів розчинонасосами вагомий вклад внесли вчені та інженери [1-5, 7-9, 22-43, 48-71, 73-93, 99-107]: А.М. Баранов, Ю.І. Беляков,

М.С. Болотських, С.О. Гузенко, В.М. Євстифєєв, І.А. Ємельянова, М.М. Завражин, А.О. Задорожний, Г.В. Івянський, М.С. Канюка, Б.О. Коробко, М.О. Мєленцов, І.І. Назаренко, О.Г. Онищенко, С.П. Парфенов, А.М. Проценко, Є.С. Стайченко, В.Д. Топчій, В.У. Уст'янцев, І.В. Коц, Ю.П. Чирков та ряд інших відомих дослідників. Створення та розроблення сучасних штукатурних агрегатів та розчинонасосів присвячені роботи ряду вітчизняних і закордонних дослідників.

1.2. Умови роботи розчинонасосів

Розчинонасоси працюють у складних виробничих умовах, які визначають особливості їх конструкції, режимів експлуатації та вимоги до надійності. Основним призначенням розчинонасосів є транспортування будівельних розчинів від місця приготування до робочої зони нанесення. Найчастіше вони застосовуються у складі штукатурних агрегатів, станцій та комплексів механізованого виконання оздоблювальних робіт.

Однією з головних особливостей роботи розчинонасосів є перекачування в'язких, неоднорідних і абразивних сумішей. Будівельні розчини містять пісок, цемент, вапно та інші тверді включення, що викликають інтенсивне зношування робочих органів насоса, трубопроводів і клапанних систем. У зв'язку з цим деталі насосів повинні мати підвищену зносостійкість і міцність.

Під час роботи насос зазнає значних змін навантаження, які виникають через нерівномірність подачі розчину, зміну його консистенції, схильність до розшаровування розчину з випаданням крупних фракцій піску чи мілкого щебеню та налипання його в так званих "застійних зонах" тому можливе пробкоутворення у розчинопроводах. Це призводить до динамічних навантажень на привід, поршневу групу та механізми передачі руху. Для поршневих розчинонасосів характерним є циклічний режим роботи, при якому всмоктування та нагнітання розчину чергуються через певні проміжки часу. У результаті виникають пульсації тиску в системі, що може негативно впливати на рівномірність подачі та довговічність обладнання.

Експлуатація розчинонасосів здійснюється переважно на будівельних майданчиках, де обладнання працює в умовах підвищеної запиленості, дії вологи,

перепадів температур, вібрацій та ударних навантажень, нестабільного електропостачання. Такі умови вимагають герметичності вузлів, надійного захисту електрообладнання та ефективної системи охолодження приводу.

Ефективність роботи розчинонасосів значною мірою залежить від правильного підбору складу розчину. Надто густі суміші збільшують навантаження на насос і можуть спричинити закупорювання трубопроводів, а занадто рідкі – погіршують якість штукатурних робіт.

Для забезпечення надійної роботи необхідно: регулярно очищати розчинопроводи, контролювати герметичність системи, своєчасно замінювати ущільнення та клапани, стежити за станом поршня і циліндра, уникати роботи насоса «в сухому стані».

Таким чином, умови роботи розчинонасосів характеризуються поєднанням значних механічних, гідравлічних та абразивних навантажень. Це обумовлює необхідність удосконалення конструкцій насосного обладнання, підвищення зносостійкості деталей, зменшення пульсацій подачі та впровадження автоматизованих систем контролю роботи штукатурних агрегатів.

1.3. Вимоги до розчинонасосів

Розчинонасоси є основним робочим елементом штукатурних агрегатів та станцій і призначені для транспортування будівельних розчинів по трубопроводах до місця виконання робіт. Від конструкції, технічних параметрів та надійності розчинонасоса значною мірою залежить продуктивність усього комплексу машин для механізованого нанесення штукатурки, бетонування або подачі будівельних сумішей. Тому до сучасних розчинонасосів висувається ряд важливих вимог технологічного, конструктивного, експлуатаційного та економічного характеру.

Однією з основних вимог до розчинонасосів є забезпечення безперервного та стабільного транспортування будівельного розчину. Нерівномірна подача призводить до погіршення якості нанесення штукатурного шару, утворення пустот, нерівностей та перевитрат матеріалу. Особливо важливою рівномірністю подачі є при механізованому нанесенні штукатурного розчину, коли він надходить безпосередньо

до виходу з форсунки або розпилювача.

У поршневих насосах подача часто супроводжується пульсаціями, я подачі, так і тиску, які виникають унаслідок циклічної роботи поршня. Тому конструкція сучасних насосів повинна передбачати способи зменшення нерівномірності потоку – використання повітряних ковпаків, гідроакумуляторів або двопоршневих схем.

Розчинонасос повинен забезпечувати таку подачу розчину, яка відповідає продуктивності штукатурної станції та темпам будівельних робіт. Для сучасних агрегатів продуктивність може становити від 1 до 6 м³/год і більше залежно від типу суміші та призначення обладнання.

Це насамперед здатність розчинонасоса здійснювати стійку подачу по трубопроводах будівельних розчинів різної консистенції та рухомості, а саме: низької П 7...8 см і високої П 9...12 см. Перекачування розчинонасосами розчинів рухомістю від 10 см за стандартним конусом взагалі не становить ускладнень під час перкачування. Стабільний рівень подачі таких розчинів можливий тільки при використанні розчинонасоса з високою всмоктувальною здатністю, а також відсутністю конструктивних умов для "зависання" нагнітального і всмоктувального клапанів.

Розчинонасос повинен створювати достатній тиск для транспортування розчину по горизонтальних і вертикальних трубопроводах. У штукатурних станціях тиск подачі може досягати 2 – 4 МПа, а у спеціальних установках навіть більше. Такий тиск на сучасному етапі розвитку можуть забезпечити тільки насоси об'ємної дії – поршневі та плунжерні. Важливо також, що при стабільній подачі розчину опір його просуванню в трубопроводі у 1,5 рази зменшується, ніж коли пульсації тиску розчину, що позитивно позначається на енергоспоживанні розчинонасоса.

З цих причин розчинонасоси повинні мати високі значення продуктивності та об'ємний ККД, оскільки витрати розчину через клапана та ущільнення призводять до нерівномірності подачі розчину протягом робочого циклу розчинонасоса, а також спричиняють надмірні енергоспоживання у зв'язку зі зниженням продуктивності.

Сучасні житлові та промислові будівлі потребують подачі будівельних розчинів трубопроводами від поверхні землі на висоту до 50 і більше метрів і по

горизонталі до 200 м.

Останнім часом для полегшення праці і підвищення ефективності роботи відбувається широке впровадження автоматичних модулів, які забезпечують плавність проведення штукатурних робіт.

Важливою особливістю розчинонасоса, зручного для механізації штукатурних робіт, є можливість оперативної зміни його продуктивності за сигналом штукатура. Зараз доцільна присутність плавного регулювання подачі, це облегшило виконання штукатурних робіт з однаковою швидкістю як на відкритих поверхнях, так і в обмежених умовах, а також у приміщеннях складного планування. Наявність у насосі пристрою для плавної зміни продуктивності (регулятора частоти обертання електродвигуна, регулятор гідропривода) дозволяє зменшити витрати потужності його привода, тому що при транспортуванні розчинів з зниженою рухомістю або при подачі їх на значну висоту 30-50 м, коли потрібно забезпечити високий тиск, можна використовувати знижену продуктивність насоса.

Важливою вимогою до розчинонасоса є висока надійність у роботі. На надійність ефективність та безвідмовність роботи розчинонасосів, впливають наступні фактори: конструкційні, технологічні та експлуатаційні.

Конструкція розчинонасоса повинна бути максимально простою та технологічною. Надмірна складність механізмів ускладнює ремонт і технічне обслуговування. Важливими вимогами до конструкції розчинонасоса є: мінімальна кількість деталей; уніфікація вузлів; зручний доступ до механізмів; швидке розбирання та очищення. Особливо це важливо в умовах будівельного майданчика, де ремонт часто виконується без спеціалізованого обладнання.

Конструктивні фактори передбачають створення конструкції розчинонасоса, яка забезпечить раціональний режим транспортування розчину при зниженні динамічних і контактних навантажень на ланки привода, деталі й вузли, а також зменшення негативного впливу абразивних пісчаних часток суміші, що перекачується на зношення деталей робочого органа розчинонасоса. У цьому напрямку можна виділити ряд конструктивних рішень, що часто використовуються при створенні розчинонасосів. Доречним є застосування мембранних насосів, а саме зносостійких

мембран з інноваційних матеріалів у насосах, завдяки чому не викликатиме умови для розшаровування розчину з утворенням піщаних пробок у "мертвих зонах". Оснащення захисними пристроями від перевантажень дозволить вимикати електродвигун привода, у випадку, якщо тиск подачі розчину зросте вище рівня допустимого.

Технологічні фактори забезпечення безвідмовної роботи розчинонасоса полягають у чіткому дотриманні технології виготовлення деталей гідравлічної частини насоса, використання зносостійких матеріалів, сталей та сплавів для виготовлення деталей, застосування сучасних методів термічної та хіміко-термічної обробки клапанних і ущільнюючих вузлів, деталей привода. Використання плазмового порошкоподібного напилювання зносостійкого матеріалу, корозійнозахисного зносостійкого, гальванічного покриттів, зокрема твердого хромування, борування, дає можливість значно підвищити зносостійкість до абразивного зношування поверхонь деталей, які контактують із перекачуваним розчином.

Під час роботи розчинонасоса необхідно забезпечити безпечні умови праці обслуговуючого персоналу. Для цього конструкція повинна передбачати: захисні кожухи рухомих частин; аварійне вимкнення; запобіжні клапани; манометри контролю тиску; надійне заземлення електрообладнання.

Особливо небезпечним є раптове розгерметизування трубопроводу під високим тиском, тому система повинна регулярно перевірятися на герметичність.

При роботі розчинонасосів в закритих приміщеннях важливими є збезечення низького рівня шуму; мінімальної вібрації; відсутність витікання розчину; зменшення пиловиділення.

Для цього застосовують еластичні муфти, амортизатори та шумоізоляційні кожухи.

Забезпечення максимально допустимого ресурсу роботи розчинонасоса під час експлуатації можливе у разі дотримання всіх норм і правил експлуатації, встановленого режиму його роботи, своєчасного проведення технічного огляду, контрольних, регулювальних та планово-попереджувальних заходів. Сюди слід віднести швидке налаштування насоса до подачі розчинів зниженої рухомості, зручність доступу до гідравлічної частини, а саме: діафрагм (мембран), клапанів, ущільнюючих пристроїв та вузлів привода, що вимагають постійного догляду, змащування і спостереження. Також

виникає необхідність впровадження ефективно діючого перепускного пристрою для зливу розчину під тиском з розчинопровода при тривалих зупинках насоса або у випадку його огляду, розбирання і промивання.

Таким чином, сучасні розчинонасоси повинні відповідати широкому комплексу вимог, які забезпечують ефективне транспортування будівельних розчинів, високу якість штукатурних робіт та надійну експлуатацію обладнання. Основними серед них є висока продуктивність, стабільність подачі, достатній робочий тиск, довговічність, герметичність, енергоефективність, мобільність та безпечність роботи. Подальший розвиток розчинонасосів спрямований на підвищення автоматизації, зниження енерговитрат і збільшення ресурсу основних робочих елементів.

1.4. Аналіз існуючих конструкцій

1.4.1. Вітчизняні конструкції поршневих розчинонасосів

Вітчизняні поршневі розчинонасоси (рис. 1.1) застосовують для перекачування розчинів рухомістю не менше 5...7 см і крупністю фракції не більше 5... 12 мм [48-71, 73-93].



Рисунок 1.1 – Схема та зображення однопоршневого розчинонасоса із безпосереднім впливом на перекачуваний розчин

Перекачування розчину здійснюється за рахунок зворотно-поступального руху поршня із безпосереднім впливом на розчин під час його такту всмоктування і такту нагнітання.

Поршневі розчинонасоси марки РНП [45, 48], , 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.

Циліндро-поршнева група розчинонасосів включає в себе цільно обварений гумою поршень і гільзу циліндра з загартованою хромованою внутрішньою поверхнею, що забезпечує високу надійність та ресурс групи. Штокова порожнина циліндра заливається водою для змащування та охолодження тертьової пари.

Загальна конструктивна схема однопоршневих розчинонасосів із безпосереднім впливом на перекачуване середовище наведена на рис. 1.2 технічна характеристика провідних моделей – у таблиці 1.1.

Основними характеристиками поршневих розчинонасосів є: висока продуктивність та рівень об'ємного 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.

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики однопоршневих розчинонасосів

Модифікація розчинонасоса	РНП-2500	РНП-4000
Продуктивність, м ³ /год	2,5	4
Тиск нагнітання, МПа	1,57	3,92
Висота подачі, м	30	60
Дальність подачі, м	100	200
Потужність привода, кВт	3	7,5
Діаметр нагнітального розчинопровода, мм	50	50
Максимальна крупність заповнювача, мм	5	5
Габаритні розміри, мм довжина ширина висота	1440 660 1470	1740 570 1500
Маса, кг	270	420

Головним суттєвим недоліком однопоршневих розчинонасосів марки РНП є

ступінь пульсації тиску подачі перекачуваного середовища, який спричинений одинарною дією роботи. Застосування у складі конструкцій насосів повітряних ковпаків забезпечує згладжування ступеня пульсацій тиску [45, 48]. Але тривала експлуатація таких пристроїв виявила наступні недоліки: при тиску подачі розчину в нагнітальному трубопроводі понад 2,5 МПа зростає пульсація подачі розчину до $\delta \geq 0,25$, що зумовлена значним зменшенням об'єму повітря в компенсаторі.



Рисунок 1.2 – Однопоршневі розчинонасоси: марки РНП

Також використання повітряних компенсаторів (рис. 1.2) вимагає постійного очищення та промивання порожнини компенсатора від розчину після закінчення чергового циклу роботи розчинонасоса. Окрім того, конструкція розчинонасоса з перпендикулярним розташуванням робочого циліндра й всмоктувальної камери сприяє розшаровуванню розчину в більшості випадків зниженої рухомості П 7-8 см, зростанню гідравлічного опору, запізненню спрацювання клапанів і навіть "зависанню" їх при перекачуванні розчинів зі зниженою рухомістю.

Поршневим насосним агрегатам характерні складніша конструкція та великі габарити, значна маса на одиницю виконаної роботи, а також вони є тихохідними [45], проте, вони мають порівняно високий ККД та здатні здійснювати подачу незалежно від напору, завдяки чому вони використовуються як дозатори. Поршневі насоси створюють при нагнітанні рідини тиск до 10 МПа [45, 48]. Робота насоса в абразивному та хімічному середовищі значно впливає на його деталі.

До недоліків поршневих насосів також можна віднести складну систему ущільнень та герметизації, і, відповідно, вимагають виробництво деталей насосів із високою мірою точності, а також проведення їх точного монтажу; внаслідок контакту перкачуваного розчину з робочим органом – поршнем, останній потрібно виготовляти з дорогоцінних стійких до корозій матеріалів.

Ефективним способом зниження пульсації розчину є використання привода, що забезпечує зворотно-поступальний рух робочого органу з постійною швидкістю. Такі характеристики можуть бути отримані при використанні механічного привода з кулачковим механізмом або гідравлічного привода поршня.

В Національному університеті «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» розроблено конструкцію розчинонасоса РН-4К, який оснащений кулачковим приводом проточного плунжера (рис. 1.3, а) [34-36]. Основною частиною привода розчинонасоса є кулачок з двома роликами, які розташовані по обидва боки кулачка та змонтовані на рухомій рамці. Профіль кулачка складається з двох симетричних частин еквидистант спіралі Архімеда з дистанційною відстанню, яка дорівнює радіусу ролика. Під час обертання такого кулачка відстань між осями роликів залишається постійною, які щільно притиснені до поверхні кулачка, а рамка з роликами здійснює зворотно-поступальний рух, що описується рівнянням спіралі Архімеда.

Таке профілювання кулачка забезпечує практично постійну швидкість руху рамки й плунжера протягом обох напівциклів.

Кінематичний аналіз роботи даного розчинонасоса [34-36] показує, що кулачковий привод з таким профілем кулачка забезпечує постійну швидкість плунжера при незначному недоліку. При проходженні кулачком крайніх точок ($\varphi = \pi \cdot n$) відбувається миттєва зміна швидкості плунжера на зворотню, такої ж величини, а прискорення в цей момент буде суттєво зростати (теоретично воно спрямоване до нескінченності), що призводить до знакозмінних ударних навантажень у механізмі привода та знижує його працездатність.

Даний недолік було усунено шляхом корегування геометричного профілю кулачка поблизу від крайніх точок таким чином, щоб зміна швидкості руху рамки

плунжера з роликками відбувалася не миттєво, а на визначеній, наперед визначеній, ділянці кута обертання кулачка та за лінійним законом руху.

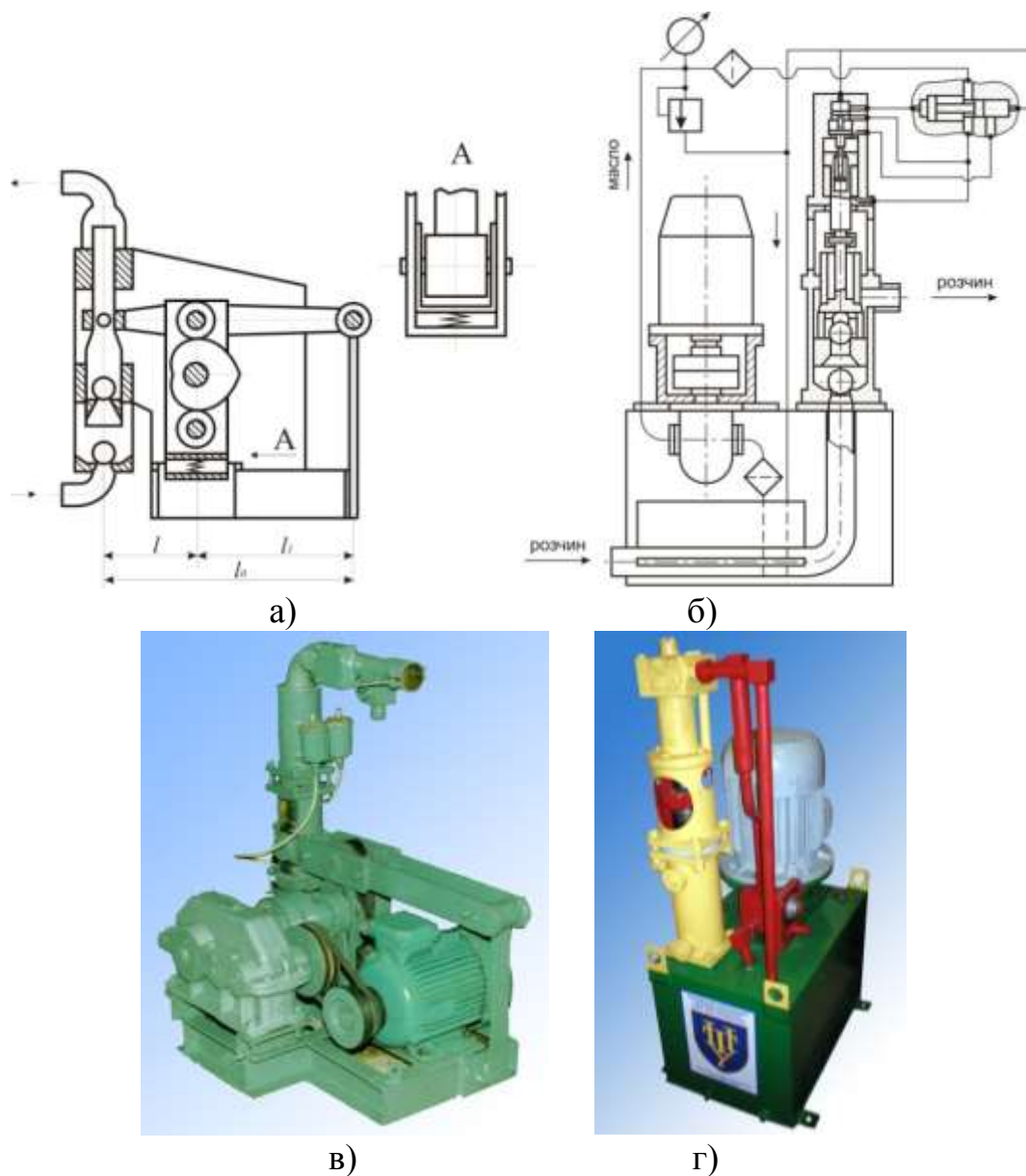


Рисунок 1.3 – Принципові схеми та зображення диференціальних з проточним плунжером та поршнем розчинонасосів: а, в – РН-4К; б, г – гідроприводного розчинонасоса РНГ-4

Такий профіль кулачка забезпечує ступінь нерівномірності подачі на рівні $\delta = 0,023$ і практично мало відрізняється від рівня пульсацій подачі двопоршневих гідроприводних насосів.

Поряд з високою всмоктувальною здатністю, високим об'ємним ККД і рівномірністю подачі розчину, до недоліків розчинонасоса РН-4К також можна віднести:

невисокий ресурс роботи тертьових деталей плунжера, наявність відносно великої ваги рухомих частин привода плунжера, досить велика кількість шарнірних з'єднань по відношенню до прототипів насосів, що в цілому знижує надійності розчинонасоса.

Застосування гідравлічного привода у розчинонасосах забезпечує рух робочого органа з постійною швидкістю [39, 40, 41, 43]. Крім того, завдяки гідроприводу можна здійснювати безступінчасте регулювання подачі насоса, причому в широкому діапазоні, що позитивно впливає на умови проведення штукатурних робіт, а також дає можливість забезпечити автоматизоване нанесення будівельного розчину на оброблювану поверхню [50].

В Національному університеті «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» було розроблено гідроприводний диференціальний розчинонасос (рис. 1.3, б) [39, 40, 42, 49, 50] котрий під дією масла високого тиску поршень гідроциліндра разом із насосною колонкою, керований золотниками, буде автоматично виконувати зворотньо-поступальний рух із постійною швидкістю.

Гідропривод розчинонасоса [40] забезпечує розгін поршня до робочої стабільної швидкості та його гальмування поблизу від крайніх точок здійснюється швидко 0,02 с , що це не вплине на зниження рівня ступеня пульсацій тиску подачі розчину.

Для забезпечення зниженого рівня пульсацій перекачуваного розчину застосовують диференціальні розчинонасоси з одним поршнем рис. 1.4 [69, 73].

Гідравлічна частина диференціального розчинонасоса (рис. 1.4, а) [69, 73] має дві камери, одна з яких обладнана всмоктувальним і нагнітальним клапанами, а друга – не має клапанів і з'єднана з напірним патрубком. Робота розчинонасоса здійснюється наступним чином. При ході поршня вправо відбувається такт всмоктування розчину в камеру з клапанами, а з другої камери розчин штоковою частиною поршня витискується в нагнітальний тракт. При ході поршня вліво відбувається такт нагнітання, а такт всмоктування не здійснюється, а розчин у трубопровід витискується з лівої камери через нагнітальний клапан. Причому частка розчину перетікає в праву камеру розчинонасоса. Таким чином, об'єм розчину, який подається диференціальним розчинонасосом за цикл роботи, дорівнює,

$$(F - f) \cdot S + f \cdot S = F \cdot S \quad (1.1)$$

де F і S – площа і хід плунжера (поршня) відповідно; f – площа штока плунжера.

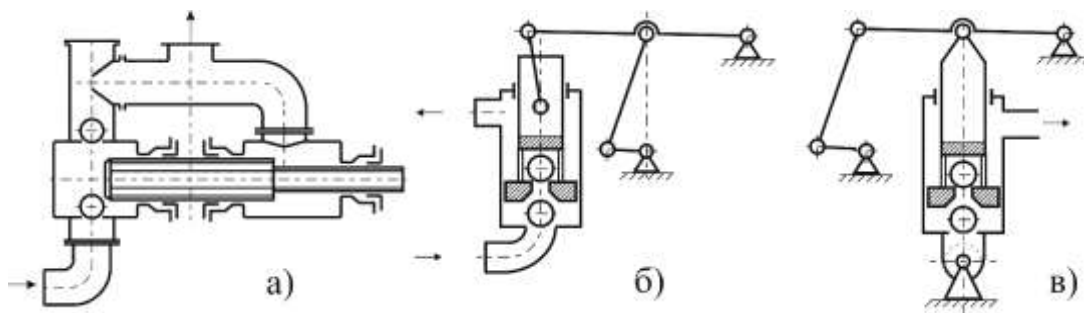


Рисунок 1.4 – Принципові схеми та зображення однопоршневих диференціальних розчинонасосів: а – одноплунжерний; б – РН 2-4; в – РН 3,8

Диференціальна схема роботи насоса забезпечує процес усмоктування періодично, а нагнітання – безперервно, що дає можливість суттєво знизити рівень ступеня пульсацій тиску розчину, що перекачується. Але така конструкція насоса дуже складна, особливо конфігурації робочих камер та напрямки руху розчину в них.

Вказані недоліки частково усунуті у диференціальних розчинонасосах з єдиним проточним поршнем (рис. 1.4, б, в), які створено в Національному університеті «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» [39, 40, 42, 49, 50]. Під час досліджень та промислових випробувань позитивно дані розчинонасоси зарекомендували себе при помірній пульсації тиску подачі перекачуваного розчину і високому об'ємному ККД. Гідравлічна частина насоса складається з проточного поршня, що розділяє циліндр на дві камери робочу та компенсаційну, всмоктувального та нагнітального клапанів, останній з яких розташований поршнево-штоковий порожнині.

Перекачування розчину такими насосами відбувається наступним чином. Проточний поршень, при русі вгору збільшує об'єм робочої камери, внаслідок чого

відбувається такт всмоктування розчину. Одночасно зменшуючи об'єм компенсаційної камери, за рахунок чого розчин з неї витискається в трубопровід. Під час руху поршня вниз розчин із робочої камери відкриваючи нагнітальний клапан витікає в компенсаційну камеру. Так як співвідношення площ поршня і штока 2:1, одна частина об'єму розчину йде на заповнення компенсаційної камери, а друга витискується в нагнітальний трубопровід.

Диференціальні розчинонасоси з проточним поршнем, маючи відчутні переваги у простоті й надійності конструкції, повністю не позбулися пульсацій тиску подачі розчину, що зумовлено використанням приводів, які забезпечують нерівномірність швидкості руху поршня.

1.4.2 Конструктивні рішення гідроприводних насосів мембранного типу з комбінованою системою керування

При розробці гідравлічних систем приводів різних технологічних машин основні параметри і характеристики гідропривода та конструктивні параметри складових деталей та вузлів гідроагрегатів вибирають, виходячи, в основному, із силових і кінематичних вимог до подолання технологічного навантаження, забезпечення величини ходу і швидкості руху робочих органів на робочому та холостому ходах [47, 86, 89]. Але досвід експлуатації гідрофікованих машин свідчить, що цих вимог недостатньо. Вібрація, нестабільність швидкості руху робочих органів, які часто виникають у гідроприводах, ведуть до зниження надійності машин та погіршення якості виконуваних робіт [47]. Саме тому дослідження динаміки гідропривода має велике значення.

На (рис. 1.5, а) показана конструктивна схема гідроприводного діафрагмового насоса, який розроблено Вінницьким національним технічним університетом [86-93].

Мембранний насосний агрегат з гідроімпульсним приводом призначений для перекачування нейтральних, агресивних, токсичних абразивних, шкідливих та високов'язких рідин, емульсій і суспензій з кінематичною в'язкістю від $3,5 \cdot 10^{-7}$ до $15 \cdot 10^{-4}$ м²с, з максимальною густиною до 2000 кг/ м³, температурою до 100 °С, з концентрацією твердої фази до 10% за масою з максимальною густиною часток до 2300 кг/ м³, величиною зерна твердої фази не більше 2% від діаметра умовного

проходу приєднаних патрубків в технологічних процесах хімічної, нафтопереробної, теплоенергетичної, харчової та інших галузей промисловості.

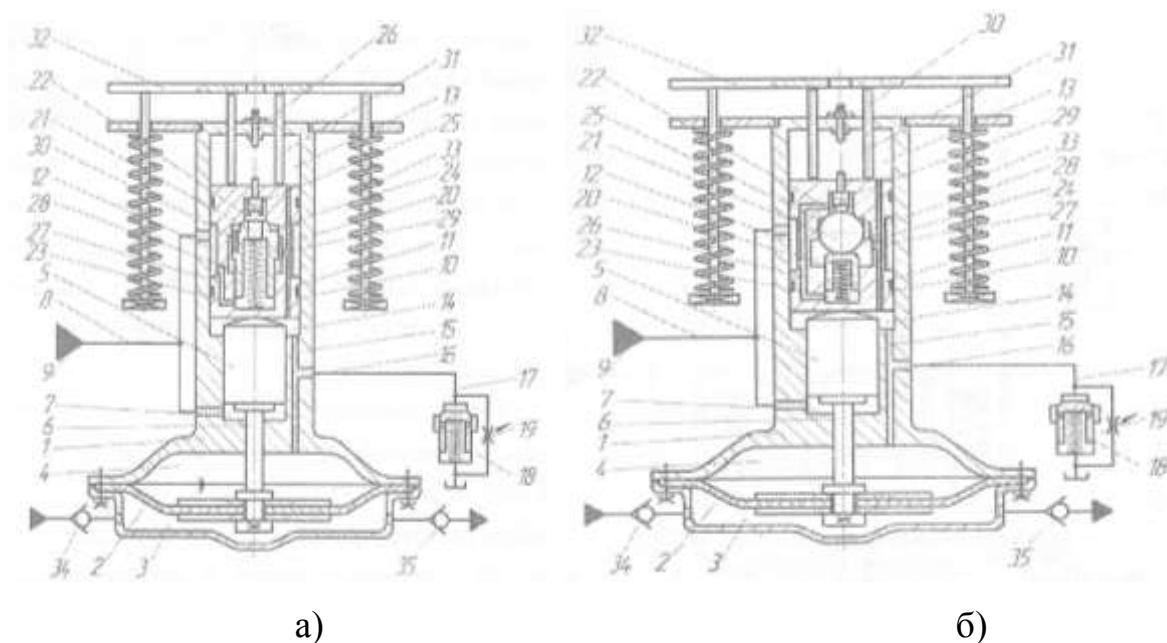


Рисунок 1.5 – Гідроприводний діафрагмовий насос

Гідроприводний діафрагмовий насос рис. 1.5, а [86-89] працює наступним чином. При запуску ПГС 9, підвищується тиск в напірній магістралі 8 та в сполучених з нею приводній порожнині 7, проточці 12, надклапанній порожнині 23, осьовому каналі 21 і підклапанній порожнині 22. Оскільки площа першого ступеня триступінчастого клапана 20 гідророзподільного пристрою менша площі третього ступеня триступінчастого клапана 20 $f_1 \leq f_3$, то останній під дією різниці сил тиску притиснений до сидла, що виконане у тілі проміжного поршня 10, тобто триступінчастий клапан 20 закритий.

Робоча рідина в приводній порожнині 7 діє на поршень-штовхач 5, який зі штоком 6, що жорстко з'єднаний з діафрагмою 2, яка встановлена в корпусі насоса 1, переміщується вгору. Це переміщення передається через проміжний поршень 10 та проміжні плунжери-штовхачі 31 на пластину 32, стискаючи при цьому силові пружини 33. Відбувається витіснення робочої рідини з проміжної камери 4 через канали 15 та 16, а також з надпоршневої порожнини 13 через наскрізний осьовий канал 11 в зливну магістраль 17 через підпірний клапан 18 і регульований дросель 19. При цьому здійснюється такт всмоктування ПС у насосну камеру 3 через всмоктувальний клапан 34. В момент, коли проміжний поршень 10 досягає свого крайнього верхнього

положення, плунжер з упором 25 взаємодіє з регулювальним гвинтом 26, що розміщений в корпусі насоса 1, і, долаючи тиск з боку надклапанної порожнини 23, відриває триступінчастий клапан 20 від сідла, що виконане у тілі проміжного поршня 10. Робоча рідина надходить в замкнену порожнину 24 і відкриває триступінчастий клапан 20, оскільки створюється гідравлічна неврівноваженість триступінчастого клапана 20 внаслідок того, що $f_3 \leq f_2$, де f_3 і f_2 відповідно площі третього і другого ступенів триступінчастого клапана 20. Замкнена порожнина 24 сполучається з кільцевою розточкою 28 і робоча рідина через канал 29 та наскрізний осьовий канал 11 надходить в надпоршневу порожнину 13 і підпоршневу порожнину 14, а також через канал 15 робоча рідина надходить в проміжну камеру 4 і через канал 16 – в зливну магістраль 17 через підпірний клапан 18 та регульований дросель 19 і йде на злив. Тиск в напірній магістралі 8 падає і пластина 32 під дією стиснених силових пружин 33 рухається вниз разом з проміжними плунжерами-штовхачами 31, проміжним поршнем 10, поршнем-штовхачем 5 зі штоком 6, що жорстко з'єднаний з діафрагмою 2. Відбувається такт нагнітання ПС з насосної камери 3 до напірного трубопроводу через нагнітальний клапан 35.

Тиск в зливній магістралі 17, що забезпечується підпірним клапаном 18 і регульованим дроселем 19, утримує триступінчастий клапан 20 у відкритому положенні. Під час такту всмоктування витрата через підпірний клапан 18 і регульований дросель 19 за рахунок заповнення робочою рідиною проміжної камери 4 зменшується до значення, при якому підпірний клапан 18 закривається, а перепад тиску на регульованому дроселі 19 недостатній для утримання триступінчастого клапана 20 відкритим, тиск в замкненій порожнині 24 та кільцевій розточці 28 падає до зливного і триступінчастий клапан 20 закривається, а робоча рідина із замкненої порожнини 24 через дросельний канал 30 перетікає в кільцеву розточку 28, чим забезпечується надійна посадка триступінчастого клапана 20 на сідло, виконане у тілі проміжного поршня 10. Далі цикл повторюється.

Як ПГС 13 може використовуватись насос з електро- або дизельним двигуном, гідравлічна система пересувних транспортних засобів тощо. Наявність підпірного клапана 18 у зливній магістралі 17, а також можливість перетоку робочої рідини при відкритті триступінчастого клапана 20 у проміжну камеру 4 суттєво сприяє

підвищенню ККД насоса і покращенню стабільності його роботи.

Крім того, відповідний вибір співвідношення площ ступенів $f_1 \leq f_3 \leq f_2$ забезпечує відкриття і надійну фіксацію у відкритому положенні триступінчастого клапана 20 до досягнення гідросистемою зливного тиску.

Ця конструкція забезпечує гарантоване виконання насосом повних ходів всмоктування і нагнітання, але представляє складність у виготовленні триступінчастого клапана 20, а також висуває жорсткі вимоги до чистоти робочої рідини та високої культури обслуговування [89].

Для спрощення конструкції блока керування було запропоновано замінити триступінчастий клапан на більш прості у виготовленні конструктивні елементи (рис. 1.5, б) [89].

В конструкції на (рис. 1.5, б) блок керування представлений у вигляді підпружиненого плунжера 20 та шарика 21, що контактує з плунжером 20. Та не дивлячись на спрощення у виконанні триступінчастого клапана, такий блок керування залишається досить складним через систему каналів, проточок і розточок. Окрім того, залишаються жорсткі вимоги щодо культури експлуатації та обслуговування подібних насосів.

1.4.3 Універсальний шланговий бетононасос із гідравлічним приводом

Існує конструкція шлангового насоса [26, 28, 99] з можливістю його використання для роботи з різною продуктивністю та зі гумово-тканинними рукавами різних діаметрів ($d_{\text{рук}} = 32; 50; 75$ мм) за мінімальних витрат часу на його переоснащення для різних умов використання (змінюючи продуктивності), підвищення його надійності та довговічності під час експлуатації за рахунок зниження напружень рукава в зоні зминання змінюючи поступово і плавно зусилля його перетиску роликami.

Принципову схему гідроприводного універсального шлангового бетононасоса розроблено у Харківському національному університеті будівництва та архітектури, і в подальшому створено кафедрою механізації будівельних процесів, зображено на рис. 1.6 а, б [26, 28, 99].

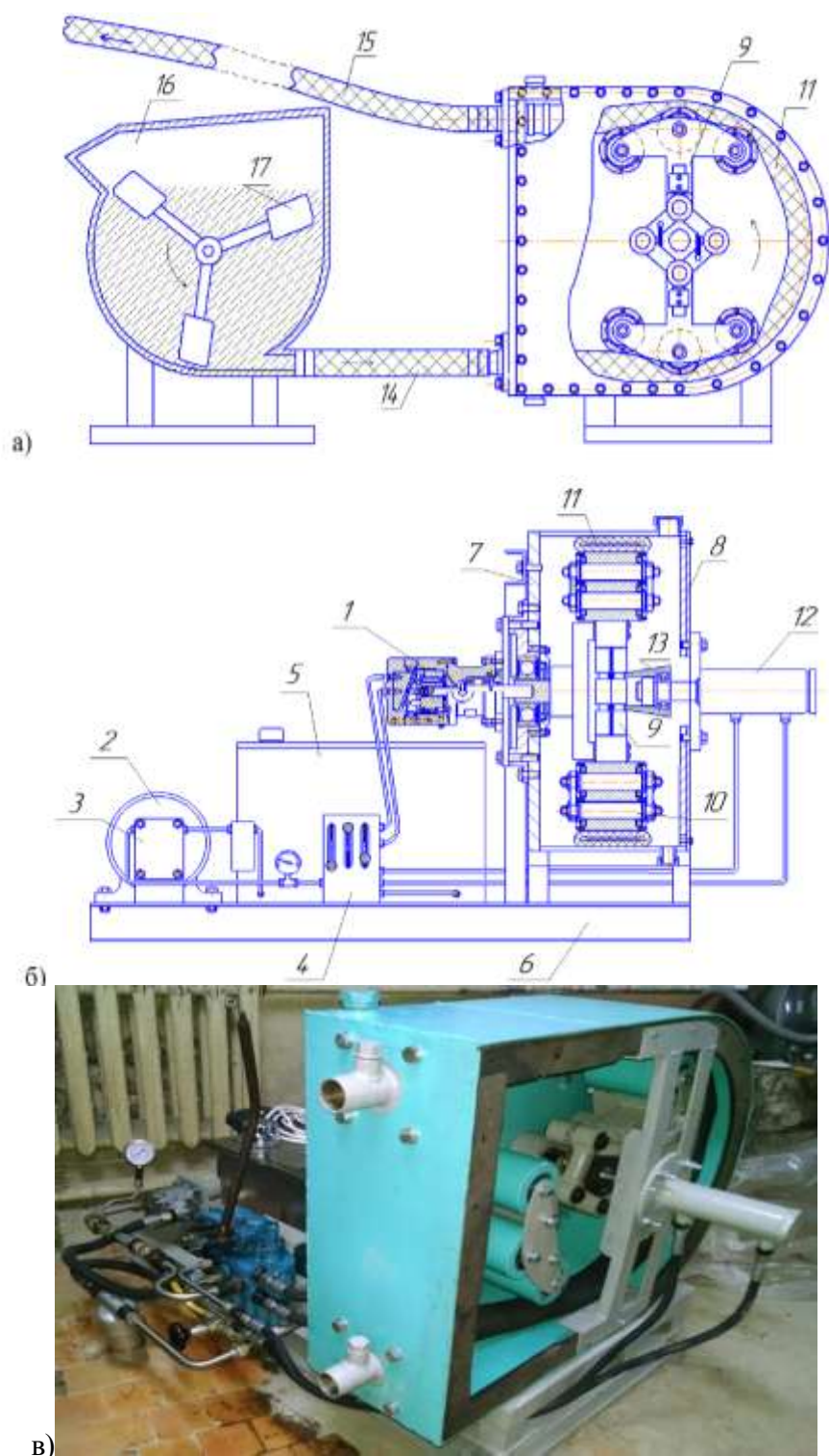


Рисунок 1.6 – Універсальний безпоршневий шланговий бетононасос із гідравлічним приводом: а) принципова схема б) конструктивна схема, в) вид загальний

1 – гідромотор; 2 – електродвигун; 3 – насос гідравлічний; 4 – гідророзподільник; 5 – бак з гідравлічною рідиною; 6 – рама бетононасоса; 7 – корпус бетононасоса; 8 – кришка корпусу; 9 – ротор; 10 – притискні ролики; 11 – еластичний рукав; 12 – гідравлічний регулятор продуктивності; 13 – конічна втулка; 14 – впускний патрубков; 15 – нагнітальний трубопровід; 16 – бункер; 17 – вал з лопатями.

Бетононасос працює наступним чином: під час включення електродвигуна 2, він приводить в дію гідравлічний насос 3, який з баку 5 через гідророзподільник 4 до гідромотору 1 подає робочу рідину (гідравлічне масло І-40), що починає обертатися разом із поєднаним на пряму ротором бетононасоса 9. Бетонна суміш з бункера 16 через впускний патрубок 14 створюючи розрідження всмоктується у робочу ділянку насоса, де встановлено рукав 11 по внутрішньому діаметру корпусу 7. Під час обертання ротора, ролики 10, які розташовані на різних радіусах відносно центральної вісі та поверхні гнучкого рукава в корпусі, поступово деформують рукав, який також послідовно після проходження роликів відновлює своє початкове положення. Таке положення роликів (центрального і бічних на кожній з траверс) сприяє покращим умовам роботи гнучкого шланга.

Після проходження першого перетискного ролика рукав повертається у своє початкове положення. В цей момент із бункера 16, у рукаві 14 утворюється вакуум, а тому через перепад тиску між бункером та за впускним патрубком першим роликом до рукава протискується бетонна суміш. При цьому, розчинна суміш, яка поступила до рукава перед нижній траверсі з роликами ротора 9, витискається у нагнітальний трубопровід 15. Кожного повного оберту ротора 9 та проході усіх притискних роликів, у положенні установлення у нижній траверсі ротора, рукав відновлює свою геометричну форму, що сприяє такту всмоктування чергової порції бетонної суміші, що перекачується.

Особливістю шлангового бетононасоса є те, що на роторі встановлено дві траверси, кожна з яких оснащена трьома роликами рівного діаметра. Вісі центрального та бічних притискних роликів 1, 2, 3, знаходяться на різній відстані від центра ротора (рис. 1.6). Причому центральний ролик максимально деформує шланг під час роботи.

Доцільність розташування роликів на роторі таким чином сприяє плавному деформуванню еластичного рукава в корпусі бетононасоса під зростаючою дією притискних зусиль, які утворюють ролики під час обертання ротора та поступово повертають його в початкове положення, що значно зменшує миттєвий динамічний вплив на рукав в корпусі машини та привод бетононасоса. Це також впливає на інтенсивність зношення рукава під час перекачування.

У насосі використовуються перистальтичні шланги 3-х типорозмірів: внутрішній шар шланга виготовлений з каучуку, а зовнішній гумовий шар армований нейлоновими нитками. В табл. 2.2 приведені основні характеристики шлангів, що можливо використовувати.

Таблиця 1.2 – Характеристики перистальтичних шлангів



Шланг (Перистальтичний, напірно-всмоктуючий)			
Товщина стінки	10 мм	15 мм	20 мм
Внутрішній діаметр	32 мм	50 мм	75 мм
Матеріал	Натуральний каучук		Гума
Модуль пружності Юнга	8 МПа		5 МПа
Коефіцієнт Пуассона	0,47		0,495

Застосування гідравлічного привода у конструкції шлангового бетононасоса розширює діапазон варіювання його технічних параметрів, а здійснювати більш плавне регулювання робочими процесами, на відміну механічному приводу, позитивно впливає на термін експлуатації бетононасоса.

Гідравлічна система (рис. 1.7) [24, 25, 28] універсального шлангового бетононасоса працює наступним чином: під час включення електродвигуна 2 приводиться в дію насос 3, і робоча рідина з його виходу через гідророзподільник 13 зливається в бак 1, чим забезпечується мінімальне нагрівання робочої рідини при роботі гідросистеми в режимі холостого ходу.

Під час запуску бетононасоса змінюється положення золотника гідророзподільника 13, перекриваючи злив робочої рідини в бак. Таким чином, насос буде запущено без ривків і пікових підвищень тиску нагнітання.

Обмеження тиску в гідросистемі, що створює насос здійснюється та обмежується налаштуванням запобіжного клапана 4 і контролюється манометром 7. Подача гідравлічного мастила відбувається насосом через фільтр 5, що надходить до

гідророзподільників 10, 11, 12, які поєднані з лініями зливу і з баком, що також забезпечує плавний початок руху гідромоторів 17, 18 і гідроциліндра 19.

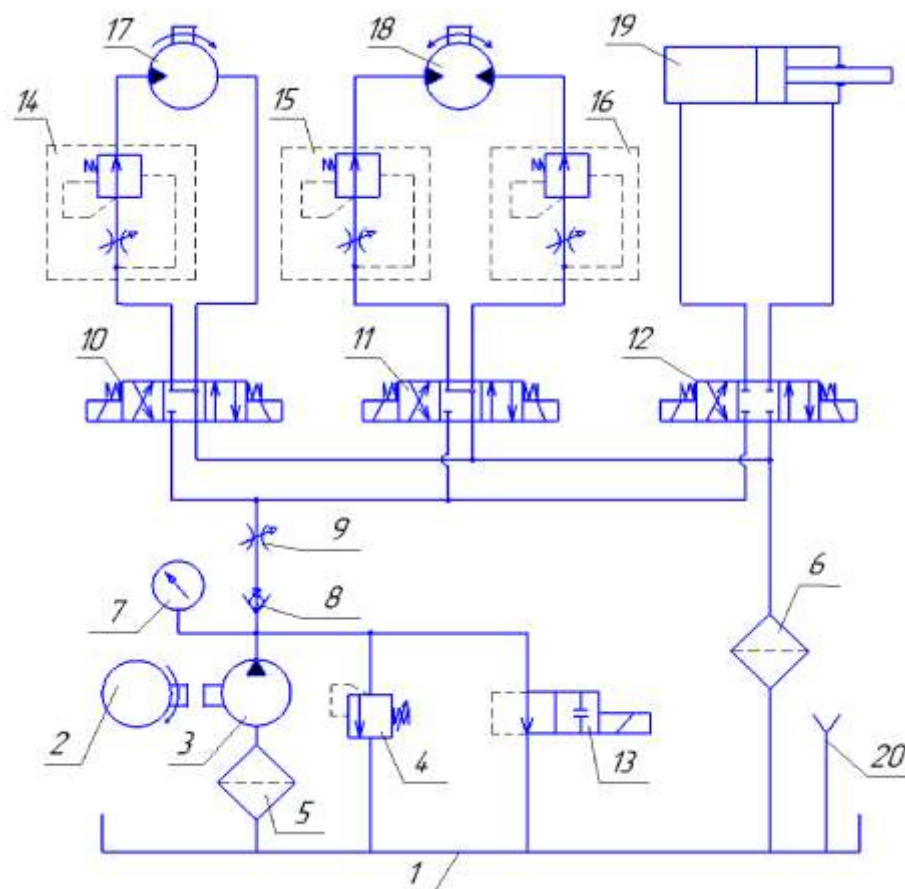


Рисунок 1.7 – Принципова гідравлічна схема керування універсальним шланговим бетононасосом: 1 – бак (Б); 2 – електродвигун (М); 3 – насос (Н); 4 – запобіжний клапан (КП); 5, 6 – фільтр (Ф1, Ф2); 7 – манометр (МН); 8 – зворотний клапан (КО); 9 – дросель (ДР); 10, 11, 12, 13 – гідророзподільники (Р1, Р2, Р3, Р4); 14, 15, 16 – регулятори потоку рідини (РП1, РП2, РП3); 17, 18 – високомоментні гідромотори (М1, М2); 19 – гідроциліндр регулятора продуктивності (ГЦ); 20 – заливна горловина (З).

Зміна положення золотника гідророзподільника 10 приводить в дію горизонтальний лопатевий вал в бункері бетононасоса: магістраль нагнітання (вихід насоса) поєднано через регулятор потоку рідини 14 з входним каналом гідромотора 17, а його зливна порожнина з'єднана з магістраллю зливу. Під час обертання гідромотору 17 регулятор потоку 14 підтримує задане значення витрати рідини, яке забезпечується завдяки дроселю, що не впливає на перепад тиску потоків

гідравлічної рідини, що підводиться і відводиться. Таким чином забезпечується, необхідна частота обертання лопатевого вала в бункері. Налаштуванням дроселя регулятора потоку 14 здійснюється зміна частоти обертання гідромотора 17. Переведення в нейтральну позицію гідророзподільника 10 призводить до зупинки обертання гідромотора 17.

Обертання ротора бетононасоса здійснюється гідромотором 18. Гідромотор 18 включається гідророзподільником 11 залежно від необхідного напрямку обертання. В даному випадку магістраль подачі гідросистеми поєднана з однією з порожнин гідромотора 18, а інша його порожнина поєднана зі зливом. Зміна частоти обертання гідромотора 18 здійснюється за допомогою регулятора потоку 15 або 16 в Залежно від напрямку обертання ротора бетононасоса за допомогою регулятора потоку 15 або 16 відбувається зміна частоти обертання гідромотора 18.

Керування регулятором подачі здійснюється за допомогою гідроциліндра 19, який змінює відцентрову відстань траверс з притискними роликками завдяки штоку разом з конічним наконечником. Зміна положення золотника гідророзподільника 12 забезпечує хід гідроциліндра 19. Відцентрова відстань між траверсами зростає, збільшуючи притискну силу роликів бетононасоса до рукава подачі бетонної суміші. При зміні положення золотника гідророзподільника 12 в протилежному напрямку відбувається зворотний рух штока гідроциліндра 19.

1.4.4 Закордонні конструкції поршневих розчинонасосів

Двопоршневі бетононасоси мають широке поширення та виробляються такими провідними фірмами як "Putzmeister Werk Maschinenbau Gmb", FritzBrinkmann, Imer Booster, АльпСервис, "Turbosol та ін. [112, 117]. Деякі з них показані на рис. 1.8, 1.9 а технічні характеристики цих бетононасосів приведені в табл.1.2 1.3 [117].

В 1965 році в ФРН фірмою «Putzmeister» (табл. 1.3, рис. 1.8) [117] запатентований та розроблений двоциліндровий диференціальний розчинонасос К-139, в якому зниження рівня ступеня пульсацій забезпечується періодичним тактом всмоктування, а такт нагнітання здійснюється безперервно, поршні рухаючись в циліндрі, поперемінно створюють в робочій камері момент розрядження і момент виштовхування. У момент розрядження бетонна суміш всмоктується і потрапляє в робочу камеру, під час руху

поршня в зворотному напрямку виштовхується в нагнітальну магістраль.

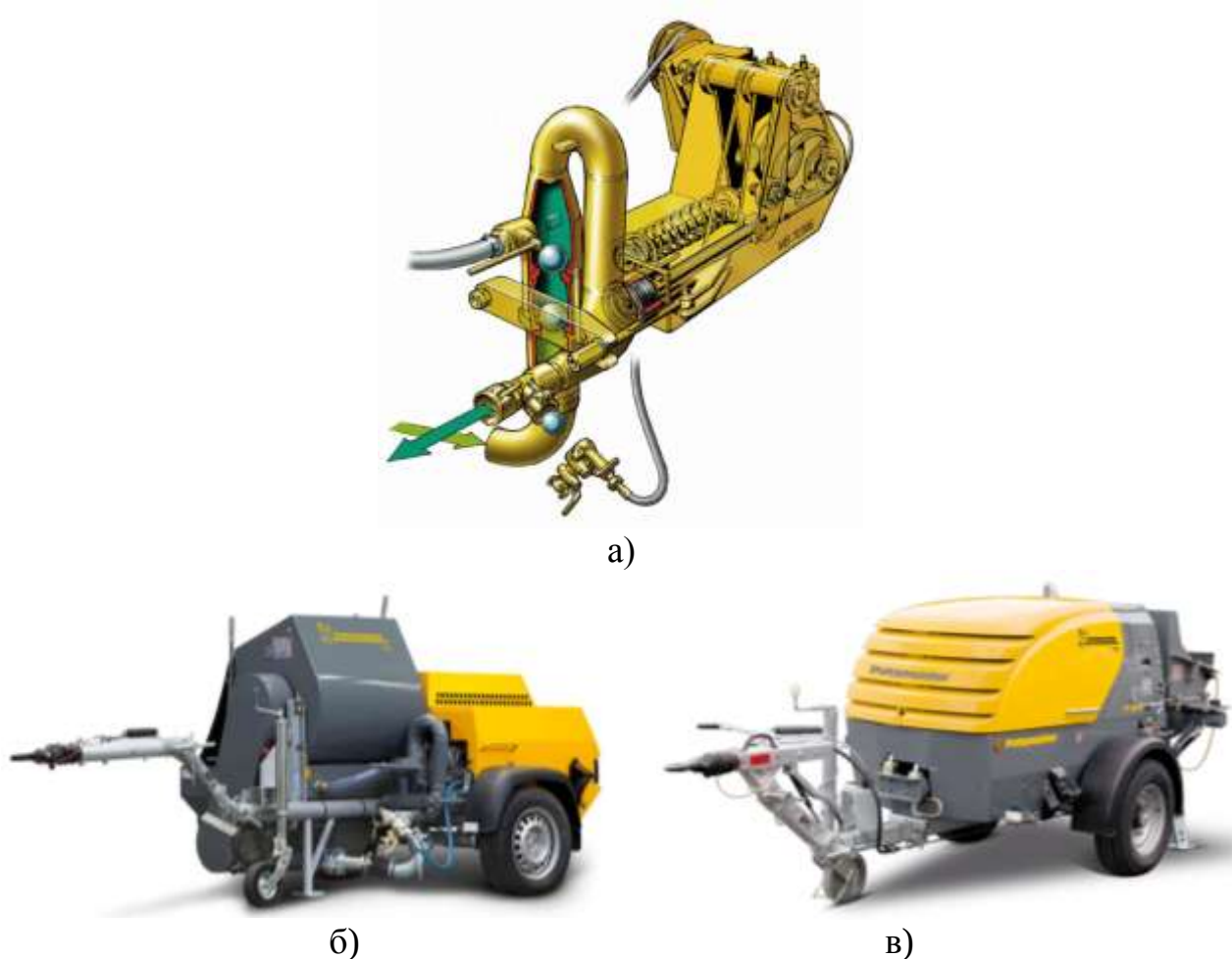


Рисунок 1.8 – Штукатурний агрегат німецької фірми PUTZMEISTER з двохпоршневими розчинонасосами: а) 3D-зображення двохпоршневого розчинонасоса; б) P 13 DMR; в) P 718 TD –SD

Поршневі розчинонасоси Putzmeister KA-139 мають великий ресурс роботи та зностійкість деталей працюють без ривків, при значних і невеликих обсягах подачі розчину досягають високих показників тиску і завдяки цьому широко застосовуються при виконанні різних оздоблювальних робіт.

Недоліком роботи даних насосів є те, що під час роботи між роликом і кулачком компенсаційного поршня утворюються зазори і пов'язане з тим, що опорний ролик притискається до кулачка тільки під дією сили, яка виникає від тиску розчину на компенсаційний поршень. Це призводить до ударів кулачка по ролику.

Штукатурні агрегати даного модельного ряду з поршневыми насосами KA-139 є універсальними машинами, які призначені для приготування розчинів і

штукатурок майже всіх видів і консистенції. Дані агрегати характеризуються високою продуктивністю навіть в найскладніших умовах експлуатації, та помірними ступенями пульсаціями тиску $\delta \leq 0,25$. Використання потужного механічного приводу у складі розчинонасосів, на відміну від насосів інших типів, краще перекачують зниженої рухомості легкі бетони та розчини.

Таблиця 1.3 – Технічні характеристики штукатурних агрегатів німецької фірми PUTZMIESTER з двохпоршневими розчинонасосами

Технічні характеристики	Р 13 DMR	Р 13 DMR	Р 13 EMR	Р 13 EMR	Р 13 SEMR
Насос	механічний двохпоршневий насос КА-139				
Тиск подачі, МПа	4				
Об'єм подачі теор.*	15-65 л/хв (КА 139) 25-115 л/хв (КК 139)		30-75 л/хв (КА 139) 25-115 л/хв (КК 139)		30-75 л/хв. (КА 139) 30-120 л/хв. (КК 139)
Відстань подачі	максимально 300 м в довжину і 100 м в висоту				
Повітряний компресор	2-циліндровий компресор 300 л/хв, 0,35 МПа				
Приводний двигун	2-циліндровий дизельний двигун 12,5 кВт при 2800 об/хв		електродвигун 400 В 7,5 кВт при 2900 об/хв		електродвигун 400 В 11 кВт при 2900 об/хв
Ходова частина	з гальмівною системою	без гальмівної системи	з гальмівною системою	без гальмівної системи	без гальмівної системи
Запобіжник	--	--	20 А	20 А	20 А
Вага, кг	1060	990	1000	990	1020
Габарити, мм					
довжина	3530	3000	3530	3000	3130
ширина	1640	1640	1640	1640	1640
висота	1450	1450	1450	1450	1450
Завантажувальна висота, мм	1300	1300	1300	1300	1300
Максимальна фракція, мм	8				
Напірний патрубок, мм	М 50				

Відмінність між конструкціями двохпоршневих бетононасосів (рис. 1.8, 1.9) полягає у різних клапанних вузлах, а саме у першому випадку це вільно діючі кулькові, у другому це гідроприводний S-шибер (перегородка), який перемінно перекриває робочу камеру.

Розчинонасоси марки UNI 30 виробництва Turbosol [112] (табл. 1.5, рис. 1.10) з потужністю двигуна від 7 кВт до 13 кВт, тиском подачі 0,45 – 0,5 МПа є одними з найбільш потужних поршневих насосів на ринку.



Рисунок. 1.9 – Схема та зображення поршневих бетононасосів з гідравлічним приводом: а) схема двопоршневого бетононасоса з S-шибером: 1 – поршні; 2 – гідроциліндри; 3 – циліндри перемикання шибера; 4 – S-шибер; 5 – зливний клапан; 6 – бетоновод; 7 – вал змішувача бункера; 8 – завантажувальний бункер; 9 – решітка бункера; б) Imer Booster 15; в) АльпСервис АС-6.

Таблиця 1.4 – Технічні характеристики двопоршневих бетононасосів.

Технічні характеристики	Putzmeister 718 TD	Imer Booster 15	АльпСервис АС-6
Продуктивність м³/год	18	2–15	7
Обсяг бункера насоса по завантаженню, л	320	240	300
Максимальний робочий тиск, МПа,	9	7	3,5
Номінальна потужність двигуна насоса, кВт	24	21,2	15
Напруга живлення, В	–	–	380
Дальність подачі, м по вертикалі по горизонталі	140	до 100	до 100
	450	до 350	до 200
Діаметр рукава для розчину	140	100	50/65
Максимальна фракція матеріалу, мм	32	25	15
Габаритні розміри (L×B×H) мм	4610×1500×2450	4100×1500×1540	2500×1100×1450
Маса, кг	1300	1550	960

Штукатурні агрегати італійської фірми Turbosol високоефективні для змішування сумішей різного складу, подачі, нанесення й шприцювання звичайними або спеціальними цементними розчинами з фракцією нанесення до 10 мм, будівельні фарби чи штукатурки та оснащені електричним або дизельним двигуном в стандартній комплектації (S) або із вбудованим міксером-шнеком (MF).



а)

б)

в)

Рисунок 1.10 – Штукатурні агрегати італійської фірми Turbosol з однопоршневими розчинонасосами: а), б) UNI 30 DS, DMF, ES, EMF; в) MINI AVANT G

Таблиця 1.5 – Технічні характеристики штукатурних агрегатів італійської фірми Turbosol з однопоршневими розчинонасосами

Технічні характеристики Turbosol	UNI 30 DS	UNI 30 DMF	UNI 30 ES	UNI 30 EMF	MINI AVANT G
Продуктивність, л/хв	30 – 50	30 – 50	30 – 50	30 – 50	20–30
Потужність двигуна, кВт	dizel 13	dizel 13	5,5	7,5	Honda, 4
Максимальний тиск, МПа	0,45 – 0,5	0,45 – 0,5	0,45 – 0,5	0,45 – 0,5	0,18
Максимальна висота подачі, мм	40000 – 60000	40000 – 60000	40000 – 60000	40000 – 60000	15000 – 18000
Максимальна довжина подачі, мм	150000 – 200000	150000 – 200000	150000 – 200000	150000 – 200000	50000 – 60000
Фракція заповнювача, для подачі, мм	0 – 8 – 10	0 – 8 – 10	0 – 8 – 10	0 – 8 – 10	0 – 6
Фракція заповнювача, для нанесення, мм	0 – 6 – 7	0 – 6 – 7	0 – 6 – 7	0 – 6 – 7	0 – 6
Об'єм завантажувального бункера, л	190	190	190	190	140
Габаритні розміри, мм:					
довжина	2150	2150	2150	2000	1840
ширина	1500	1500	1500	1500	880
висота	1100	1100	1100	1600	890
Вага, кг	790	790	660	820	290

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 ін'єкцій з регульованим тиском.

Розчинонасоси фірми Turbosol оснащуються автоматичним пристроєм захисту від надлишкового тиску, пристроєм рециркуляції, пневматичним дистанційним

управлінням (пуск/зупинка).

За модифікацією розчинонасоси оснащені: ES електродвигуном потужністю 5,5 кВт, EMF електродвигуном та змішувачем потужністю 1,5 кВт 180 л; DS дизельним двигуном 10,5 кВт стандарт; DMF дизельним двигуном із змішувачем примусової дії. Агрегати також оснащені: привод насоса 2-швидкісною МКП; запобіжником перевищення тиску; двоколісним рамної конструкції візком; відсіювачем з вібратором та ситом 8 мм; рециркуляційною системою суміші; повітряним компресором 270 л/хв з дистанційним керуванням, що вбудований в конструкцію

Недоліком розчинонасосів Turbosol є підвищений ступінь пульсацій тиску за рахунок одинарної дії роботи, відносно невисокий об'ємний ККД та більша металоємність.

1.5 Діафрагмові (мембранні) розчинонасоси

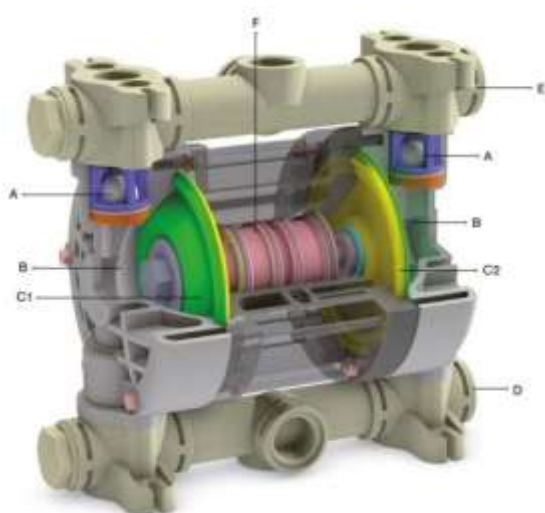
Мембранні (діафрагмові) насоси відносяться до об'ємного типу обладнання.

Мембранний насос (рис. 1.11 (діафрагмовий, мембранний) – насос, в якому роль поршня виконує гнучка пластина-діафрагма, що закріплена по краях і згинається під дією механізму важеля або змінного тиску середовища. При деформуванні діафрагми в одну сторону відбувається всмоктування суміші, при вигині в іншу нагнітання. Випускають одно та двох мембранні насоси даного типу.

Виготовленням мембранних насосів, що здобули широке використання в різних галузях народного господарства займаються такі відомі компанії як: Dellmeco (Великобританія), ALPHADYNAMIC PUMPS (Рокли Хаус, Бертон Роуд, 37, Ashby de la Zouch, Лестершир LE65 2LF – Сполучене Королівство (Великобританія), DEPA® (AODD) (Дюссельдорфі, Німеччин), Tapflo (Кунгельв, Швеція), BIBUS Holding AG (Цюрих, Швейцарія), DEBEM (Італія) Varisco (Італія), Argal, ASCO Pompe, Liverani, Ragazzini всі (Італія), BIBUS Holding AG (Швейцарія) (пневматичні насоси YAMADA), Solinst (Канада), BOXER DEBEM, DEPA® (AODD) (Дюссельдорф, Німеччина). [113-116, 120, 121]

Компанія Wilden Pump & Engineering LLC є найбільшим світовим

виробником пневмоприводних двохдіафрагменних насосів і з 1955 року забезпечує різні галузі промисловості найнадійнішими насосами з наявних на ринку. Компанія Wilden досі є найбільшим світовим виробником мембранних насосів.



Літерами позначені:

A – кулькові клапани

B – робочі камери насоса

C1 – мембрана з боку рідини

C2 – мембрана з боку повітря

D – всмоктуючий патрубок

E – напірний патрубок

F – повітряний привід.

Рисунок 1.11 – 3D-зображення мембранних пневматичних насосів BOXER

Працює подібні насоси наступним чином (рис. 1.11). Стиснене повітря з коаксіального теплообмінника (A), який надходить через одну з двох мембран, стискає і виштовхує перекачувану рідину через випускний патрубок (B). Всмоктування рідини відбувається в результаті зниженого тиску, який створює мембрана, розташована навпроти (C) і складова з валом коаксіального пристрою єдине ціле. Після кожного коливання пневматичний коаксіальний теплообмінник направляє стиснене повітря до протилежної мембрани, а потім цикл повторюється. Для введення в експлуатацію, досить підключити насос до компресора з робочим діапазоном тиску від 2 до 7 бар (атм).

Під час перекачування рідинних середовищ діафрагми, як робочий орган витримують широкий температурний діапазон залежно від матеріалу корпусу від – 51 °C до + 138 °C (табл. 1.6)

Таблиця 1.6 – Можливі матеріали діафрагм

Неопрен	від -18 до +93°C	Санифлекс	від -29 до +104°C
Бутадієн нітрильний каучук або нітрил	від -15 до +82°C	Сантопрен	від -40 до +107°C
фторкаучук	від -40 до + 135°C	Тефлон	від +4 до +104°C
сополимер NBR	від -12 до +82°C	Этилен-пропиленовий каучук	від -51 до +138°C

Компанія ALPHADYNAMIC PUMPS (Рокли Хаус, Бертон Роуд, 37, Ashby de la Zouch, Лестершир LE65 2LF – Сполучене Королівство (Великобританія) є успішним виробником і світовим постачальником пневматичних мембранних насосів Ruby, пластикових насосів і насосів з гнучкою крильчаткою з нержавіючої сталі.



Рисунок 1.12 – Зображення діафрагми насосів Ruby

Особливості конструкції насосів Ruby: економічне споживання повітря, екологічний дизайн; тривалий термін служби; високий ступінь продуктивності; оптимальна продуктивність; висока ефективність для тиску / місткості; не замерзають; новий дизайн повітряного клапана, повністю контролюється прохід повітря; простота демонтажу і чергового збирання; прогресивна технологія мембран (рис. 1.12); діафрагми нового покоління з внутрішнім зовнішнім поршнем; комбіновані мембрани PTFE+EPDM (рис. 1.12).

Поєднують в собі найвищу стійкість до агресивних середовищ тефлону і еластичність EPDM: робоча температура від -10°C до $+130^{\circ}\text{C}$; комбіновані мембрани з модифікованим шаром тефлону, розраховані на 100 млн. циклів, ідеальні для роботи з абразивними рідинами і для роботи в умовах мінусових температур; варіант Twin Manifold (два всмоктування і дві поставки); відмінна продуктивність і співвідношення ціни і якості; ідеально підходить для абразивних, в'язких і чутливих до зрушення середовищ; автоматичне всмоктування; повне занурення в середовище, що перекачується (на вимогу); перекачування в'язких рідин; простота в обслуговуванні і заміні деталей; легке зміна орієнтації портів подачі (зворотний колектор).

Розроблені і вироблені протягом 40 років в Дюссельдорфі, Німеччина, мембранні

пневматичні насоси DEPA® (AODD) [123] отримали визнання в промисловості за чудову якість і новаторську конструкцію.

Конструкція розроблена з урахуванням технології вільного потоку (Free-Flow-Path), що забезпечує трансфер частинок розміром до 25 мм (DN80) і розширюючи обсяг застосувань. Завдяки підвищеному ККД (навіть на 37% *) загальні експлуатаційні витрати зменшуються.

Насоси DEPA® DN можуть поставлятися з системою DEPA® AirSave [120] з низьким стартовим тиском, системою моніторингу стану-розриву мембран, а також лічильника циклів. Використовують насоси DEPA® в керамічній і лакофарбовій промисловості, машинобудуванні, автомобільній промисловості.

Мембрани Tarflo [122] – незалежної шведської компанії, що є виробником і світовим постачальником пневматичних мембранних насосів, відцентрових насосів і іншого промислового устаткування. компанія була заснована в місті Кунгелъв, Швеція, в 1980 році представляють собою багат шарову конструкцію з абсолютно гладкою поверхнею, що контактує з перекачуючим середовищем і пристосовані для тривалої роботи у важких промислових умовах. Це дозволяє уникнути протікання через мембрану, а також легко підтримувати її в чистоті.

Доступні мембрани з різних матеріалів і кольорів, щоб відповідати будь-яким вимогам вони виготовляються з EPDM, NBR, FKM, PTFE TFM 1705b, білий (харчової) EPDM, PTFE з білою поверхнею EPDM, NBR білий. Вдосконалений процес формування, сушки, обрізки і обробки дають в результаті довговічну композитну мембрану на багато мільйонів ходів насоса. Всі складові спеціально розроблені і вдосконалені для виробництва композитних мембран і компресійного їх формування.

Компоненти хімічно пов'язані з допомогою адгезивів і клеїв.

Діафрагма складалася з шару PTFE TFM [120-123], верхньої половини з еластомеру, ядра (з металу), посилюючої тканини та нижньої половини з еластомеру.

Повітряний розподільник, що розподіляє стиснене повітря в порожнині розташований в середині насоса між двох мембран для скорочення шляху для повітря і зменшення "мертвого об'єму", це є ключем до надійної і енергоефективної роботи.

1.6 Аналіз умов роботи високоеластичних виробів для компенсуючих пристроїв в умовах рідинного, абразивного середовища.

1.6.1 Розподілювальні діафрагмові ущільнення

Розділювальні ущільнення за класом (табл. 1.8, рис. 1.13, а) являють собою тверді (пружні або високоеластичні) діафрагми (підклас) між середовищами. Механізм герметизації визначається дифузійними процесами в ущільнювачі. Діафрагмові ущільнення забезпечують найбільш високий рівень герметичності, але обмежують можливі переміщення елементів.

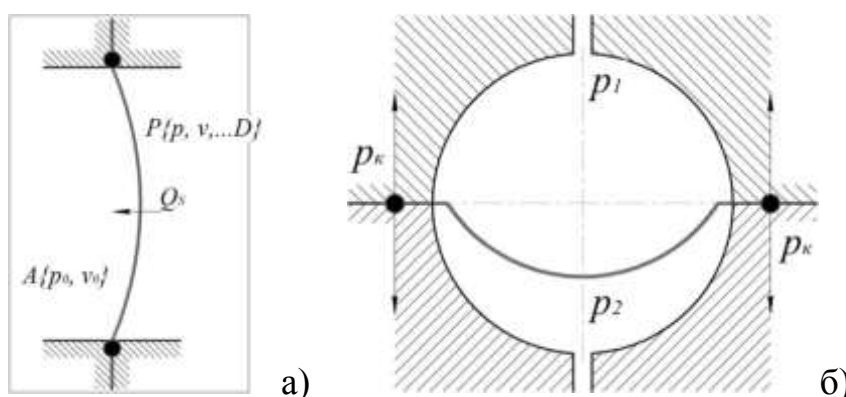


Рисунок 1.13 – Принципові схеми ущільнень мембранного типу: а) розділювальна, б) діафрагмове (мембранне) з контактним УН по периметру

Діафрагмові-розділювальні ущільнення являють собою щільну перегородку між герметизуючими середовищами, мають сильно розвинену поверхню і форму, що забезпечують велику деформацію під дією перепаду тисків середовищ (див. рис. 1.13). Характерні експлуатаційні особливості діафрагмових ущільнень (табл. 1.7): найменші (в порівнянні з ущільненнями інших типів) витіки, що визначаються лише дифузією середовищ; малі допустимі перепади тисків між середовищами; обмежені допустимі переміщення. Властивості діафрагмових ущільнень дуже залежать від властивостей матеріалів.

Таблиця 1.7 – Класифікаційна складова діафрагмових (мембранних) ущільнень

Клас	Підклас	Тип	Група	Підгрупа	Вид (приклади)
Розподілювальні	Діафрагмові	УПС УС	Мембранні	Гумові Гумотканинні	Балон резиновий для гідропневмо-акумулятора
			Сильфонні Пилебрудозахисні	Металічні Пластмасові	Чохол гумовий для важеля

Для простих металічних діафрагм характерні велика жорсткість і мала деформованість. Велику здатність до деформації мають металічні гофровані діафрагми – сильфони. Гумові і гумотканинні діафрагми-мембрани здатні забезпечувати великі деформації, але мають обмежений температурний діапазон роботи і відрізняються більшою дифузійною проникністю, ніж сильфони. Для роботи в агресивних середовищах застосовують пластмасові діафрагми і сильфони (наприклад, із фторопласта). По периметру діафрагмового ущільнення виконують борт, який служить контактним УН при установці в об'єкт. Для забезпечення герметизації об'єкта в аварійних ситуаціях, або під час стоянки використовують (оболонкові) ущільнення з зовнішнім підведенням газу або рідини. У момент дії тиску газу таке ущільнення щільно прилягає до ущільнюючих поверхонь.

Діафрагмові ущільнення призначені для поділу середовищ P і A і забезпечення переміщення x межі розподілу при мінімальному перепаді тисків Δp між ними. Вони перетворюють або вплив Δp у переміщення x діафрагми (конструкції прямої дії), або переміщення робочого органу x в перепад тисків $\Delta p = p - p_0$. Відповідно діафрагми можуть бути компенсаційними або насосними. Області застосування розподільчих ущільнень вельми різноманітні: мембранні насоси, газогідравлічні акумулятори, прилади, вентилі, гідробаки і т.д.

Діафрагмові ущільнення (рис. 1.14) в залежності від матеріалу і конструктивно-технологічних характеристик поділяють на мембрани (резинові, резинотканеві), сильфони, балони газогідравлічних акумуляторів, чохли гідробаків, чохли пилебрудозахисні для УПС, камери оболонкових ущільнень.

Мембрани являють собою щільну і гнучку перемичку 1, яка має зовнішній 2, а іноді і внутрішній 3 борт (рис. 1.14) [96]. За конструкцією і формою їх поділяють на плоскі, тарільчасті, конічні, гофровані і мембрани з жорстким центром 4. Борт може бути виконаний із потовщенням круглої, прямокутної або іншої форми перетину для забезпечення герметичного закріплення мембрани в об'єкті по контуру. Жорсткий центр призначений для регулювання гнучкості мембрани і приєднання до неї конструктивних елементів. На рис. 1.15, а показана конічна мембрана в пристрої, що переміщується на відстань $x = \lambda \Delta p$.

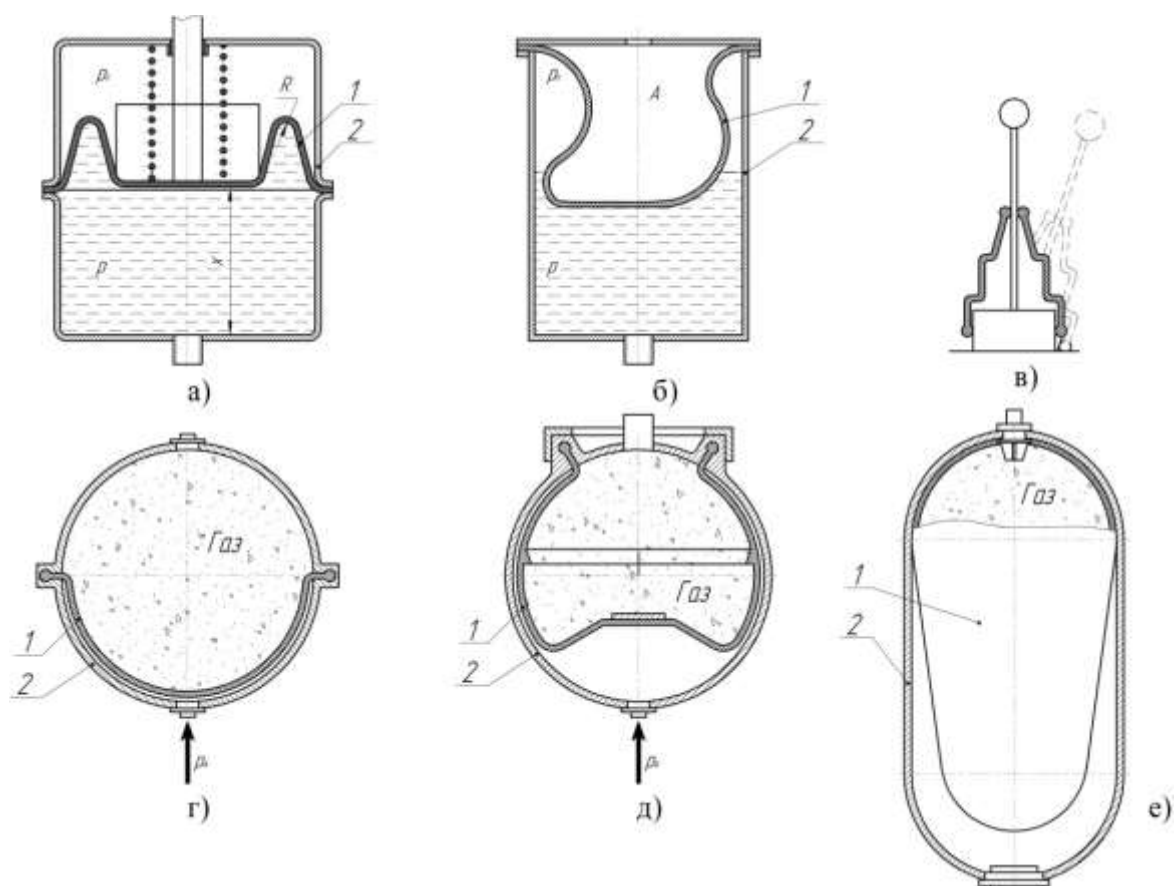


Рисунок 1.14 – Гумові діафрагмові, балонного ущільнення для компенсаторів: а) мембрана-манжета, що перекочується в резервуарі при переміщенні x штока; б) чохол гідробаку; в) чохол важеля управління; г, д) сферичні мембрани; е) балон газогідравлічного акумулятора (1 – ущільнювач; 2 – корпус пристрою)

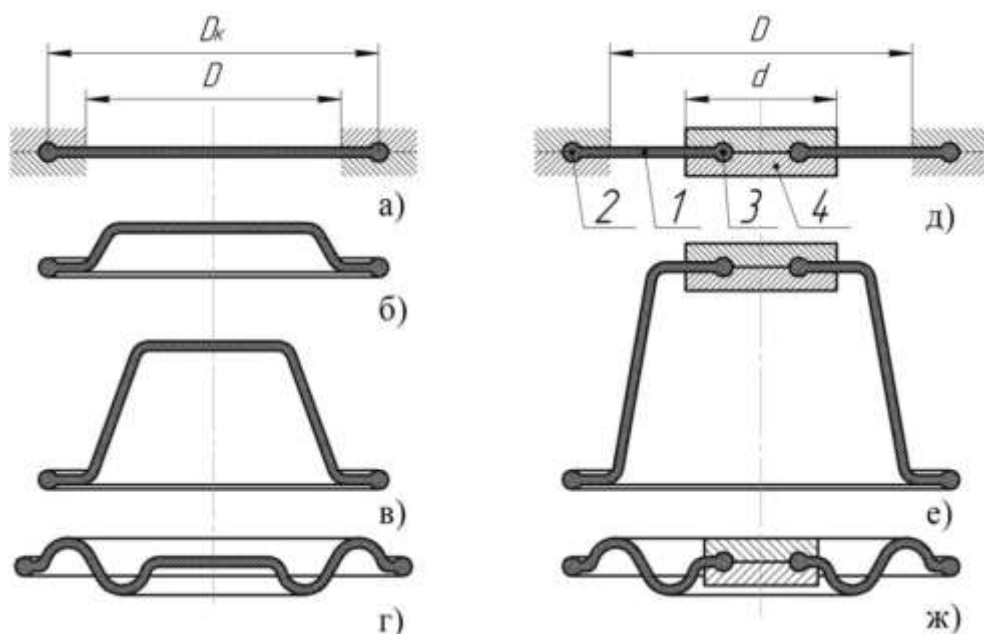


Рисунок 1.15 – Конструктивні форми мембран: а) плоска; б) тарілчаста; г,) гофрована; д – ж) ті ж конструкції з жорстким центром

Жорсткістю мембрани називають параметр $L = \Delta P / \Delta x$, що дорівнює зусиллю $\Delta P = \Delta p S_{ef}$, що сприймається мембраною на одиницю переміщення Δx , см, де $S_{ef} = P / \Delta p = V_{ef} / x$ – ефективна площа мембрани, см^2 ; V_{ef} – ефективний об’єм – об’єм, що витісняється мембраною при переміщенні жорсткого центра на 1 см. Для плоскої мембрани з жорстким центром $S_{ef} = (1/3)(D^2 + dD + d^2)\pi / 4$. Співвідношення площ $k = S_{ef} / S$ ($S = 0,25\pi D^2$) називають коефіцієнтом активності мембрани. Розрахункове значення $k = (1 + d/D + (d/D)^2) / 3$. Розрахунок параметрів мембран розглянуто у роботах [96, 97, 120-123]. Гофровані мембрани за механізмом дії аналогічні плоским, менш жорсткі і забезпечують великий хід x (табл. 1.8).

Таблиця 1.8 – Залежність ходу жорсткого центра мембрани від діаметра D

D, мм	Значення x , мм, для мембрани			
	плоскої	гофрованої	тарільчастої	конічної
40 – 80	1 – 2	2 – 6	10 – 30	6 – 46
90 – 160	2 – 7	4 – 12	34 – 42	35 – 155
180 – 220	3 – 8	6 – 12	24 – 48	25 – 210
250 – 320	3 – 10	6 – 20	24 – 60	13 – 330
360 – 500	–	–	24 – 68	21 – 550

Конічні мембрани забезпечують самий більший хід і мінімальне зусилля P при сприятливих умовах скочування конічної поверхні між циліндричними направляючими пристрою (рис. 1.15).

За умовами експлуатації розрізняють мембрани низького і високого тиску. Останні мають відмінність складними деформаціями елементів при всебічній дії змінного тиску p . Газонасичення матеріалу пропорційне [рівняння], тому під час пульсацій і скидання тиску можливе газовиділення в пори і поява внутрішніх тріщин, що призводять до розвитку локальних дефектів. В таких умовах працюють мембрани і балони газогідравлічних акумуляторів. В результаті пульсацій тиску газ в акумуляторі нагрівається внаслідок швидкого стиснення (дизельний ефект) і виникає можливість прискореного термостаріння гуми. У зв’язку з цим, для прогнозування строків експлуатації мембрани високого тиску необхідний ретельний аналіз залежностей $p(t)$ і розрахунок температурного режиму $\vartheta(t)$.

Мембрани насосів як правило нагнітають рідину при низькому тиску, але сприймають значні осьові навантаження і здійснюють велику кількість робочих

ходів. Для підвищення міцності і напрацювання ці мембрани виконують з гумотканинних матеріалів.

Гумові суміші для виготовлення мембран повинні бути сумісні з робочим середовищем. Додаткові вимоги до матеріалу: низька газо- і вологопроникність, мінімальна сорбція робочих рідин. Крім того, матеріал не повинен мати пори, не повинен розтріскуватися при великих деформаціях згину в усьому робочому діапазоні температур. При низьких температурах і властивих мембранам великим деформаціям затвердівший матеріал швидко руйнується. Для гумотканинних мембран гумова суміш повинна бути сумісна з клеями. Мембрани виготовляють зі спеціальних гумових сумішей, індекс яких доповнюють буквою Д (діафрагмова).

1.6.2 Матеріали з яких виготовляють мембрани (діафрагми), камери.

Еластоміри, що одержуються на основі каучуків, називають гумами.

Каучуки спеціального призначення, що застосовуються виробництва гумових технічних виробів (ГТВ) [20, 118, 119]: хлоропренові (ХП), бутадієн-нітрильні (СКН), етилен-пропиленові (СКЕП, СКЕПТ), фтор-каучуки (СКФ), уретанові (СКУ), силоксанові (СКТ, СКТВ, СКТЕ, СКТФТ), акрилатний бутилкаучук (БК).

Бутадієн-нітрильні каучуки (СКН, інші назви: нитрильні, дивинилнитрильні каучуки, нітрил, індекс ICO-NBR) основний продукт для отримання гуми з високою стійкістю в середовищі нафтопродуктів, задовільною морозо- і теплостійкістю, які є основою при створенні мембран (діафрагм) в насособудуванні. СКН отримують емульсійною полімеризацією бутадієна (давініла) з нітрилом акрилової кислоти. СКН аморфні, що не кристалізуються каучуки з молекулярною масою $M \approx 200\,000$, щільністю г/см^3 . Полярна група CN в молекулі каучука обумовлює стійкість до дії неполярних розчинників, тому СКН нерозчинні в аліфатичних вуглеводнях і спиртах і гуми на основі СКН мало набухає в мінеральних мастилах, паливах, воді водомістких рідинах чи розчинах. СКН розчинні в ароматичних вуглеводнях – бензолі, толуолі, етилацетаті, хлороформі, тому гуми на основі СКН для цих середовищ непридатні. Чим вище вміст в СКН акрилонітрила, тим вище масло- і бензостійкість, але нижче морозостійкість при вмісті його до 20% $\vartheta_c = -55\,^{\circ}\text{C}$; до 30% – $\vartheta_c = -42\,^{\circ}\text{C}$ до 40% –

$\vartheta_c = -32^\circ\text{C}$. За пластичністю СКН розподіляють на жорсткі, м'які і дуже м'які.

Гуми розподіляють на наступні укрупнені категорії: клас – еластоміри (гуми); підклас – базовий каучук і групи робочих середовищ; група – за конкретними умовами призначення (середовище і температурний діапазон ($\vartheta_1 \dots \vartheta_2$) експлуатації в середовищі, типи з'єднань, що герметизують – УН, УВ, УПС); підгрупа – за основними фізико-механічним показникам; вид – конкретна марка гуми.

Основні види гум, які використовують для виготовлення мембран (діафрагм) для насосів [20, 118-120]:

1. М'які маслобензостійкі і морозостійкі гуми на основі СКН-18, призначені для УН, УПС, УВ, що експлуатуються при обмежених перепадах тисків Δp і швидкості ковзання v в середовищі повітря (від $\vartheta_1 = -45^\circ\text{C}$, до $\vartheta_2 = 100^\circ\text{C}$), нафтових мастил і робочих рідин з $AT \geq 80^\circ\text{C}$ (від -60 до -100°C).

2. М'які масло- бензо-, морозо- і вологостійкі гуми на основі СКН-18 та наїриту, призначені для УН, УПС, УВ, що експлуатуються при обмежених значеннях Δp і v в середовищі паливно-мастильних матеріалів з $AT \geq 80^\circ\text{C}$, води, слабких розчинів кислот і лугів при $\vartheta = -55 \dots 100^\circ\text{C}$.

3. Середньотверді маслостійкі гуми на основі СКН-26, призначені для УН, УПС, УВ, що експлуатуються при таких же режимах, що ущільнення із гуми підгрупи 3 – в середовищі РЖ, мастил і палива з $AT = 68 \dots 80^\circ\text{C}$ ($\vartheta = -40 \dots 100^\circ\text{C}$, короткочасно 150°C). На основі комбінації СКН-26 і СКН-18 виготовляють більш морозостійкі гуми, працездатні в зазначених умовах до $\vartheta_1 = -50^\circ\text{C}$.

1.7 Конструкції компенсаторів пульсації тиску розчинонасосів

Нагнітальні компенсатори в поршневих насосах можуть бути тільки закриті, тому що тиск в нагнітальному тракті набагато більший ніж у всмоктувальному. Нагнітальні компенсатори за способами утримання в них стиснутого газу діляться на комбіновані, клапанні і поршневі.

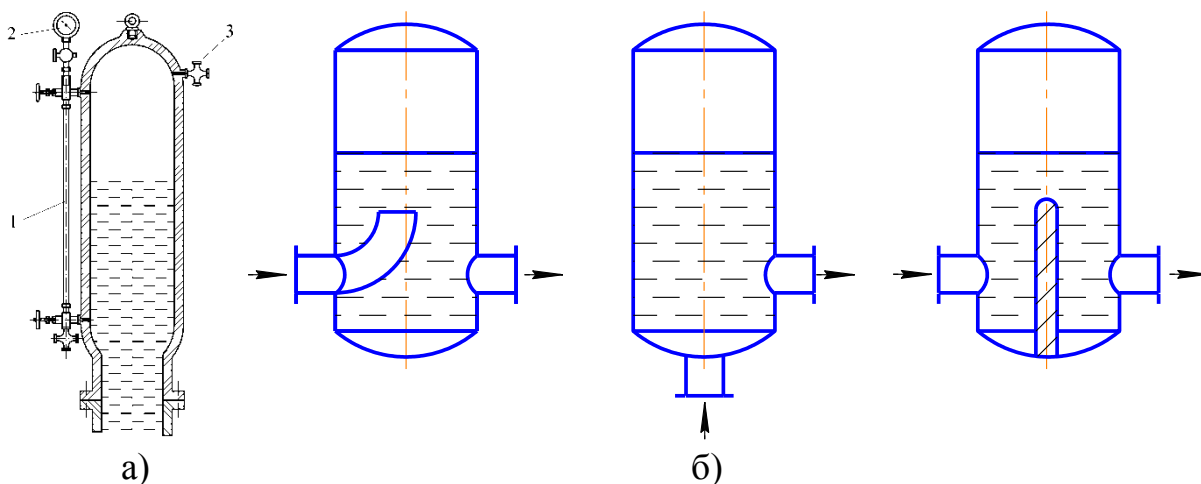


Рисунок. 1.16 – Повітряний ковпак

Найпростіший пневмокомпенсатор (рис. 1.16) [1, 4] являє собою порожній вертикальний ковпак, який перед роботою наповнюється від компресора стиснутим повітрям. Найбільше поширення за формою одержали циліндричні ковпаки, обладнанні манометром і вентилем. Ковпак працює таким чином. У той час, коли миттєва подача насоса перевищує середню, в трубопроводі збільшується тиск. При цьому в нижню частину ковпака надходить перекачувана рідина, рівень її підвищується, стискаючи повітря. Потім, при падінні миттєвої подачі насоса нижче середньої в напівцикл усмоктування і зменшенні, відповідно, тиску в трубопроводі, стиснене повітря витискає рідину з ковпака. Рівень рідини в ньому в цей час знижується, а об'єм повітря – збільшується.

Для ефективного функціонування повітряного ковпака підведення й відведення рідини в ньому необхідно організовувати таким чином, щоб уся рідина проходила через ковпак, змінювала в ньому напрямок свого руху та втрачала швидкість (рис. 1.16, б).

Одним із недоліків конструкції такого компенсатора є незначна величина об'єму, зайнята стисненим повітрям. До того ж повітря, що знаходиться у верхній частині ковпака, є відділеним від трубопроводу вертикальним стовпом рідини, що негативно позначається на компенсації. Через різке коливання поверхні рідини в ковпаку повітря поглинається поточним струменем та виноситься в трубопровід. Згодом, це призводить до припинення функціонування повітряного ковпака.

Підкачування стисненого газу або повітря в ковпак не усувають цей недолік. Крім того, при кожній зупинці насоса повітря з ковпака виноситься в трубопровід.

Для збереження компенсаційного повітря (газу) останнім часом стали застосовувати компенсатори з роздільниками рідкої і газової фаз. Відомі компенсатори, у яких повітря відділене від рідини порожнім поплавцем. При чому ємність поплавця менша від розчину у ковпаку. Особливістю таких конструкцій є попереднє заповнення компенсатора стисненим газом до тиску, меншого, від тиску нагнітання насоса.

Відомий компенсатор поплавкового типу ГрозНДП [71] (рис. 1.17, а), в якому поплавок відділяє камеру з газом (азотом), а також запобігає виходу газу з ковпака під час зупинення насоса. Поплавок з гумовими ущільненнями виготовлений із пластмаси, у вигляді вільного поршня, що пересувається по стінках ковпака, як по направляючих. В другому варіанті повітряного ковпака поплавкового типу конструкції ГрозНДП (рис. 1.17, б) [94] плаваючий гумовий поплавок служить тільки для закриття вихідного отвору при зупинці насоса. Стиснений азот подається через отвір у кришці. На відміну від першого варіанту компенсатора в даному компенсаторі важливим недоліком є те, що компенсуючий азот контактує з перекачуваною рідиною, і при тривалій роботі частина газу виноситься з перекачуваною рідиною, тим самим зменшуючи компенсаційний об'єм.

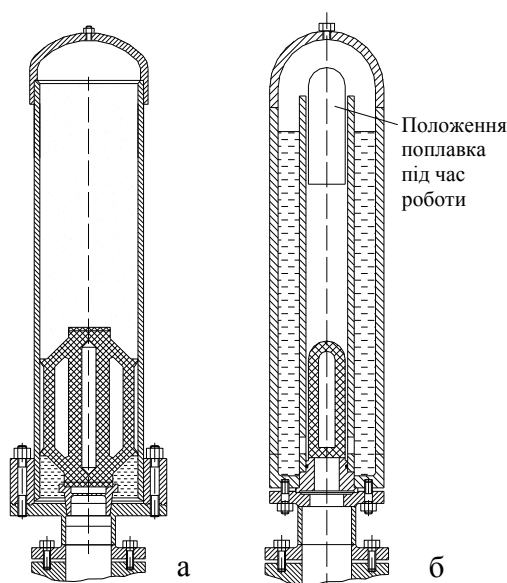


Рисунок 1.17 – Компенсатори поплавкового типу: а – з розділенням газової та рідинної камер; б – з контактом газу і рідини

У деяких конструкціях для збільшення плавучості поплавець підвішений на пружині, а в нижній частині до нього приєднаний спеціальний клапан. При зупинці насоса поплавець і клапан під тиском газу сідають на сідло, роз'єднуючи рідинну і газову камери. Під час пуску насоса поплавець під тиском рідини піднімається, стискаючи повітря (газ), тільки в тому випадку, якщо тиск подачі насоса перевищує тиск закачаного повітря.

При збільшенні тиску попередньо закачаного газу кількість рідини, що проникає в компенсатор під час роботи, зменшується, а робота пристрою – поліпшується. Однак, надмірно підвищувати тиск попередньої закачки газу не доцільно, оскільки при роботі насоса пневмокомпенсатор узагалі відключиться, якщо тиск нагнітання насоса буде нижчим від тиску попереднього закачування газу. Внаслідок вібрації розчинонасоса пневмокомпенсатори поплавкового типу широкого поширення не одержали – ненадійні в роботі.

Цей недолік відсутній у конструкції пневмокомпенсатора з поршнем-розподільником. У пневмокомпенсаторі СевКавНДІ (рис. 1.18, а) [94] знаходиться циліндрична втулка поршневого насоса, усередині якого розташований плаваючий розподільник газової 1 і рідкої 2 фаз у вигляді гумового поршня 4. Циліндрична втулка закріплена у вертикальній корпусній деталі, наверненій на різьблення переходника.

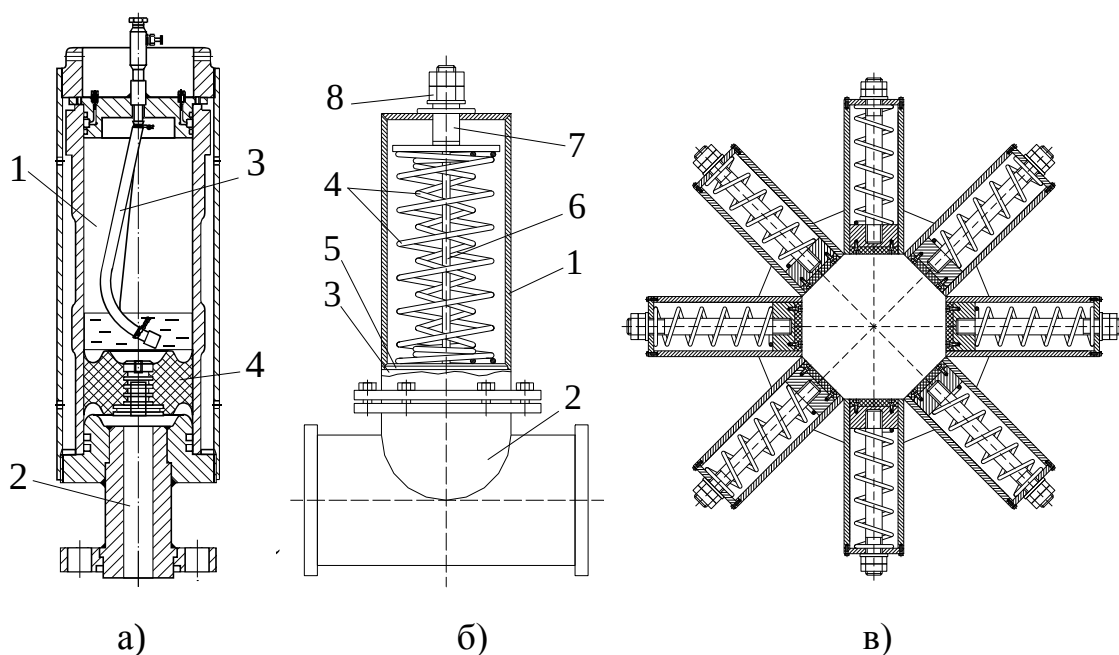


Рисунок 1.18 – Компенсатори поршневі: а – пневмокомпенсатор СевКавНДІ; б – пружинного типу; в – кільцевий поршневий блок компенсатора

Для зменшення витoku газу через зазор між поршнем і втулкою, а також для змащування тертьових поверхонь над поршнем передбачений шар мастила. Під час роботи насоса поршень-роздільник компенсатора робить зворотно-поступальний рух у втулці, забезпечуючи вирівнювання подачі. Недолік такої конструкції – зменшена здатність компенсації, зумовлена інерцією поршня і тертям його об втулку.

До поршневих компенсаторів слід віднести конструкції так званого пружинного типу (рис. 1.18, б) [7]. Компенсатор має мембрану 3 з еластичного матеріалу, розміщену між циліндром 1 і корпусом 2, поршень 5 зі штоком 6, підпружинений пружинами 4, який не контактує з перекачуваною рідиною за рахунок розміщення поршня над мембраною. Гвинт 7 виконує функцію регулятора ступеня піджимання пружин за допомогою гайок 8. Робота компенсатора аналогічна роботі вище розглянутого поршневого компенсатора.

Недоліком даного компенсатора є відносно великий хід поршня компенсатора, що призводить до зміни зусилля, яке виникає при стисненні пружин. При цьому ефективність роботи компенсатора падає. Крім того, робочий тиск нагнітання при такому компенсаторі має бути невеликим.

Харківським національним університетом будівництва та архітектури запропонована конструкція кільцевого поршневого блока компенсатора (рис. 1.18, в), що не руйнує ядро потоку перекачуваної суміші та не змінює напрямлення його руху. Блок компенсатора складається з окремих компенсаторів прямокутного перетину, що розміщені рівномірно по всьому колу вихідного патрубку. Конструктивна відмінність компенсатора полягає у відсутності мембрани. Принцип роботи кожного з поршнів кільцевого блока компенсатора аналогічний роботі описаного вище однопоршневого пружинного компенсатора. Недоліки такого компенсатора – складна конструкція, низька технологічність виготовлення циліндрів, відносно незначний ресурс роботи.

У ряді конструкцій компенсаторів газова і рідинна камери розділені еластичними діафрагмами (мембранами), закріпленими в циліндричному або сферичному корпусі 1 (рис. 1.19) [94].

Гумовотканинна діафрагма 3 сполучена з клапаном 2. В нижній частині корпуса є отвір, який поєднується з нагнітальним трубопроводом, а верхня частина (над діафрагмою) – заповнюється через ніпель 4 стисненим газом до тиску, що

складає від 30% до 40% тиску нагнітання насоса.

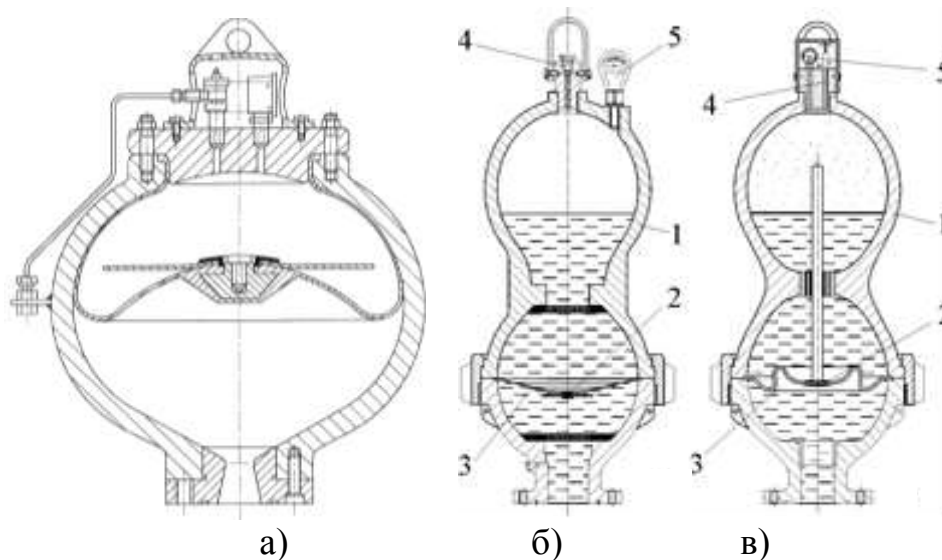


Рисунок 1.19 – Діафрагмові компенсатори

Для зменшення витoku газу через зазор між поршнем і втулкою, а також для змащування тертьових поверхонь над поршнем передбачений шар мастила. Під час роботи насоса поршень-роздільник компенсатора робить зворотно-поступальний рух у втулці, забезпечуючи вирівнювання подачі. Недолік такої конструкції – зменшена здатність компенсації, зумовлена інерцією поршня і тертям його об втулку.

Під час пуску насоса рідина з нагнітального трубопроводу надходить у нижню частину компенсатора і відтісняє діафрагму вгору, додатково стискаючи повітря (газ). Діафрагма деформується і вільно переміщається усередині ємності. При зупинці насоса або зниженні тиску нагнітання рідина витискається з компенсатора стисненим повітрям, клапан перекриває отвір у корпусі, не даючи діафрагмі продавитися крізь отвір.

1.8 Передумови використання гідравлічного привода.

Розробку гідравлічних систем приводів різного технологічного обладнання, основні параметри і характеристики гідропривода та конструктивні параметри складових деталей та вузлів гідроагрегатів здійснюють, виходячи, в основному, із силових і кінематичних вимог до подолання технологічного навантаження, забезпечення величини ходу і швидкості руху робочих органів на робочому та холостому ходах [79]. Але досвід експлуатації гідрофікованих машин свідчить, що цих вимог недостатньо.

Вібрація, нестабільність швидкості руху робочих органів, які часто виникають у гідроприводах, ведуть до зниження надійності машин та погіршення якості виконуваних робіт [79]. Саме тому дослідження динаміки гідропривода має велике значення.

У наукових роботах відомих вчених П.М. Андренко, Т. М. Башти, В. М., М. Г. Єлізаров Ю. О. Бермана, В. П. Бочарова, В. О. Бочарова, М. С. Васильченко, В.В. Єрмакова, В. С. Василенко, К. Л. Навроцького, І. А. Немировського, А.О. Хмари, В. Ф. Першина, В. М. Прокоф'єва, Г. В. Воронова, Ю. О. Сахна, В. К. Свешнікова, В. Б. Струтинського, В. О. Федорця, О. М. Яхна та інших [1-5, 44, 47, 98] створені наукові основи і зроблено вагомий внесок в напрямках математичного моделювання, конструювання і розрахунку гідроприводів.

Значний внесок у розвиток гідроприводів в Україні зробили наукові школи:

- Київський національний університет будівництва і архітектури – дослідження будівельних машин, насосного обладнання та гідроприводів.
- Національний технічний університет України «КПІ імені Ігоря Сікорського» — роботи з гідропневмоавтоматики, мехатроніки та об'ємного гідроприводу.
- Харківський національний автомобільно-дорожній університет – дослідження гідросистем мобільних і транспортних машин.
- Одеська державна академія будівництва та архітектури – наукові праці з будівельної техніки та насосних систем.

Серед відомих закордонних науковців, які зробили вагомий внесок у розвиток теорії, конструкції та дослідження гідроприводів і гідравлічних систем, можна виділити таких учених та інженерів:

Герберт Меррітт, (Автор класичної праці Hydraulic Control Systems. Досліджував динаміку гідроприводів, стійкість і керування гідравлічними системами.);

Джордж Блекберн (Працював над питаннями автоматичного керування гідравлічними приводами та сервосистемами.);

Ян Шир (Відомий роботами з гідростатичних передач та енергетичної ефективності мобільних машин.)

Монті Тішер (Досліджував надійність і динаміку гідравлічних приводів

будівельних та транспортних машин.)

Відомі фахівці сучасної гідравліки та мехатроніки:

Юрген Вебер (Один із провідних сучасних учених у сфері цифрової гідравліки, енергоощадних гідросистем та електрогідравлічного керування.);

Кім Ахмед (Працює над інтеграцією електроніки, сенсорики та гідроприводів у сучасних машинах.);

Пітер Аккерман (Відомий роботами у сфері автоматизованих гідравлічних систем транспортних машин.)

Значний розвиток гідроприводів також пов'язаний із науковими центрами та компаніями: Bosch Rexroth, Parker Hannifin, Danfoss Power Solutions, Eaton Hydraulics, HAWE Hydraulik.

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. [120-123]. 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.

В таблиці 1.9 приведені порівняльні показники окремих насосних агрегатів з гідравлічним і механічним приводами, призначених для перекачування високов'язких, агресивних та абразивовмісних середовищ.

Коефіцієнт K_1 – показник якості конструкції, який визначався за формулою

$$K_1 = \frac{m_p}{G} \cdot 100 \quad (1.2)$$

де m_p – маса рідини, що перекачується за один робочий цикл, кг; G – маса насосного агрегату, кг.

Таблиця 1.9 – Показники питомої енергоємності та якості конструкції для насосних агрегатів з механічним і гідравлічним приводами

Тип насоса	Продуктивність, м ³ /год	Тиск p, МПа	Маса G, кг	Частота робочих циклів n, хв. ⁻¹	K_1 показник якості конструкції	K_2 показник питомої енергоємності
Поршневий діафрагмовий насос Feluwa з механічним приводом	75	25	6000	70	0,29	8,681
Машина з механічним приводом двопоршневого розчинонасоса Р 13 SEDMR	7,2	1	1020	20	1,07	0,196
Поршневий насос EstrichBoy КР 715 D3 з механічним приводом	18	5,8	1940	30	1,29	1,495
Агрегат дозувальний плунжерний НД 2500/10 з механічним приводом	2,48	1	214	90	0,32	0,32
Гідроприводний діафрагмовий насос ГНП 160/25 (без привода)	160	25	5500	30	1,61	20,202
Гідроприводний діафрагмовий насос ГНП 160/25 з приводом від відцентрового насоса	160	25	8100	30	1,09	13,717
Поршневий гідроприводний насос НПГ-16	1,2	25	165	20	0,91	5,051
Розчинонасос РНГ-4 з гідравлічним приводом	4	6	260	30	1,71	2,564
Дозувальний насос Grundfos DMH 288 з гідравлічним приводом мембрани	0,21	20	98	153	1,98	1,19

Коефіцієнт K_2 – показник питомої енергоємності, кВт/кг

$$K_1 = \frac{p \cdot Q}{G} \cdot 100 \quad (1.3)$$

де $p \cdot Q$ – корисна потужність насосного агрегату, кВт.

Однак, головним недоліком в такій конструкції насоса є безпосередній вплив високого тиску на мембрану приводної рідини, внаслідок чого зменшується строк її експлуатації і зростає ризик потрапляння робочої рідини в розчин.

Німецька фірма Steinle Industrierumpen [124] займається виготовленням поршневих мембранних насосів із гідравлічним приводом, характерною особливістю яких є застосування зносостійких мембран для перекачування

високоабразивних шламів.

Інший клас гідроприводних насосів становлять розчинонасоси з гідроприводом. Особливу увагу привертають розчинонасоси із гідроприводом у складі штукатурних станцій, оснащені гідроприводами і масляними насосними установками, що забезпечує підвищення ефективності використання вказаних установок [12, 24, 25, 40].

При проведенні аналізу наявних конструкцій розчинонасосів встановлено ряд переваг насосів із гідроприводом 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 [24, 25, 26, 40, 86-92]. 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 [40, 86-92]. 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 [1-5, 86-92].

Для усунення вищенаведених недоліків необхідна розробка такого привода насосного агрегату, який би забезпечував необхідні робочий хід і робочий тиск, плавну зміну закону руху робочого органу, зменшив вплив зовнішніх факторів на робочий процес насосного агрегату.

Гідравлічний привод призначений для приведення в дію машин і механізмів за допомогою гідравлічної енергії.

Найбільш поширеним видом комбінованого привода машин є електрогідравлічний. Електрогідравлічний привод є перспективним за рахунок простоти створення збурювального імпульсного тиску в порожнині гідроциліндра, зокрема, при електричному розряді в рідині. Однак, електрична частина привода цих

машин ще не достатньо досліджена, такий привод досить складний в обслуговуванні зі значними габаритами та високою вартістю.

Головні переваги та недоліки гідравлічних приводів приведені в табл. 1.10.

Таблиця 1.10 – Характеристика гідравлічних приводів

Переваги	Недоліки
Можливість програмного керування режимами роботи, порівняно просте здійснення автоматичного управління	Підвищені вимоги до точності виконання монтажу та обслуговування, необхідність частої заміни робочої рідини
Можливість приведення в дію від насосних установок базових гідрофікованих машин	Вплив температури навколишнього середовища на властивості гідросистеми
Передача енергії тиску рідини в будь-якому напрямку і простота здійснення обертальних та прямолінійних зворотнопоступальних переміщень виконавчого механізму	Нагрівання робочої рідини, що у низці випадків вимагає застосування спеціальних охолоджувальних пристроїв і засобів теплового захисту
Можливість універсального перетворення механічної характеристики приводного двигуна відповідно до вимог навантаження	Необхідність забезпечення в процесі експлуатації чистоти робочої рідини і захисту від проникнення в неї повітря
Можливість отримання великих передавальних чисел при високому ККД (великий діапазон регулювання)	Втрати робочої рідини через ущільнення і зазори, особливо при високих значеннях тиску
Стійка робота при малих швидкостях	Висока вартість і складність виготовлення
Надійне змащування поверхонь, що контактують, при застосуванні мінеральних масел як робочої рідини	
Вибухо- і пожежобезпечність (при застосуванні відповідних робочих рідин)	
Мала інерційність	
Високий ККД	
Високі динамічні і регульовальні характеристики; можливість плавного регулювання основних робочих параметрів - швидкості, зусилля, переміщення	
Невеликі вага і габарити, що приходяться на одиницю потужності, яка передається	
Низький шум при роботі	
Простота запобігання перевантаженням приводного двигуна і виконавчих органів машин, витримка великих перевантажень	
Висока надійність і довговічність	

Для усунення вищенаведених недоліків необхідна розробка такого привода насосного агрегату, який би забезпечував необхідні робочий хід і робочий тиск, плавну зміну закону руху робочого органу, зменшив вплив зовнішніх факторів на робочий процес насосного агрегату.

Гідравлічний привод призначений для приведення в дію машин і механізмів за допомогою гідравлічної енергії.

Найбільш поширеним видом комбінованого привода машин є електрогідравлічний. Електрогідравлічний привод є перспективним за рахунок простоти створення збудовального імпульсного тиску в порожнині гідроциліндра, зокрема, при електричному розряді в рідині. Однак, електрична частина привода цих машин ще не достатньо досліджена, такий привод досить складний в обслуговуванні зі значними габаритами та високою вартістю.

Обов'язковими елементами гідропривода є насос і гідродвигун. Робочий тиск в гідросистемі може розвиватися до 32 МПа і більше.

Відмінність гідравлічного привода від гідроімпульсного полягає в тому, що останній привод використовує двоходовий гідравлічний акумулятор, в який накопичується енергія тільки на один робочий хід машини, при цьому передача робочому органу цієї енергії відбувається періодично завдяки елементу розрядки – клапану-пульсатору, далі АГР.

Для подачі робочої рідини приводним двигуном насоса гідросистеми можуть бути використані електродвигун, двигун внутрішнього згоряння та інші, а тому інколи гідропривод має назву, відповідно, електронасосний, дизельнасосний тощо.

Під час вибору привода насоса слід врахувати властивості його при експлуатації, зокрема: вибухобезпечність; пожежобезпечність; температуру навколишнього середовища; відповідність характеристик приводного двигуна заданому режиму роботи насоса; вартість виготовлення і експлуатації насоса з певним типом привода; можливість використання достатньої кількості того або іншого виду енергії; простота та зручність керування насосом; залежність готовності до роботи насоса від певного джерела енергії; відповідність габаритів привода вимогам раціональної компоновки насоса; умови та вимоги до регулювання вихідних параметрів насоса; діапазони регулювання вихідних параметрів насоса.

Завдяки правильному вибору гідросхем і відповідному проектуванню гідровузлів певних перерахованих недоліків гідропривода можна позбутися або суттєво зменшити їх вплив на роботу машин. У такому випадку переваги

гідропривода відносно звичайних механічних передач стають настільки помітними, що здебільшого пріоритетним стає саме він.

Проведений аналіз відомих приводів насосних агрегатів показав, що найбільшу ефективність, а також високі технічні показники мають гідравлічні приводи, які можуть бути оснащеними дистанційним автоматичним керуванням, насамперед у випадках, коли експлуатація традиційних електромеханічних приводів неможлива через підвищені вимоги до додержання електро- і пожежобезпеки. Крім цього, популярні електромеханічні приводи через великі габарити і масу, не завжди можуть створювати плавне регулювання діапазону і частоти робочих ходів виконавчого органу, що є істотним і вагомим фактором під час перекачування високов'язких середовищ.

Отже, для перекачування високов'язких рідин, коли йдеться про плавне регулювання швидкості руху поршня та необхідність задання певного закону руху робочому органу, застосування гідропривода (гідроімпульсного) для приведення в дію насосного агрегату аналогічного використання безсумнівним та аргументованим.

Істотні переваги використання гідравлічних приводів для нагнітальних вузлів насосних агрегатів, завдяки яким можливо досягнути плавного безступінчастого регулювання діапазону і частоти робочих ходів поршня, та наявність менших габаритних розмірів і маси. Стан досліджень, що існує в галузі насосних агрегатів з гідравлічними приводами, є ще не достатньо задовільним.

1.9 Передумови створення нового комбінованого компенсатора пульсації тиску

З метою підвищення ефективності роботи гідроприводного розчинонасоса, а саме зниження пульсацій, експлуатаційних можливостей, обслуговування та підвищення надійності роботи розчинонасоса, що розглядається вище, пропонуються нові конструкції замкнених камер компенсаторів. Аналіз роботи розчинонасоса дозволить виявити найбільш ефективний варіант конструкції компенсуючих пристроїв. Нові конструкції компенсаторів можуть нівелювати недоліки конструкцій компенсаторів, що використовуються в сучасному насособудуванні, а саме у розчинонасосах для перекачування будівельних сумішей.

Виникає необхідність застосувати у конструкції комбінованих компенсаторів

закритого типу пневмобалонів автомобілів різних конструкцій залежно від об'єму та конструкції вільної камери.

Але спочатку розглянемо конструкції пневмобаланів, які можливо застосувати у вигляді замкненої камери.

Пневмоболон не боїться великого навантаження, тому що використовується високоякісний каучук під час виробництва деталі. Він зклеюється з двох половинок. Така пневмопідвіска може використовуватися в задній підвісці тільки в автомобілях із роздільною пружиною й амортизатором (цей варіант використовується на більшості автомобілів).

Функціонально пневмобалон здійснює утримування кузова авто щодо поверхні в певному положенні досягається шляхом зміни тиску повітря в його порожнині. Основними комплектуючими пристроями пневмосистеми є компресор і ресивер, перший подає стиснене повітря, другий – грає роль накопичувача стисненого повітря. Пневмобалон виступає в якості пружного елемента, що приймає на себе коливання.

Зрозуміло, що у автомобілі пневмоболон працює не в таких умовах, якщо б він працював, як замкнена камера компенсуючого пристрою під час перекачування абразивних вологих середовищ.

Для вирішення цієї задачі необхідно підібрати ряд пневмобаланів, які б могли перш за все ефективно згладжувати пульсації тиску розчинних середовищ, а також були довговічними під час експлуатації. Тому стало актуальним питання дослідження роботи подібних елементів у конструкції комбінованих компенсаторів, які мають різні геометричні параметри. Також слід зауважити, що ефективність роботи компенсатора залежить від спрацювання замкненої камери у вигляді пневмобалона, а саме спроможності акумулювати (витискати чи демпферувати) струмінь потоку розчинної суміші під час зростання тиску подачі розиної суміші.

Розглянемо конструктивні особливості пневмобалонів рис. 1.20.

Пневмобалони (пневморесори) затосовуються в якості більш ефективної альтернативи металевим пружним елементам – пружинам і торсионам. Конструктивно пневмопідвіска авто є герметичний балон або рукав, виготовлений зі спеціальної армованої гуми. У цьому балоні під тиском знаходиться повітря.

Принцип роботи пневмобалона полягає в тому, що тиснувши вантажем зверху стиснене повітря відповідає зворотною дією, величина якого визначає несучу здатність пневмобалона. Ця величина залежить від об'єму повітря, закачаного в пневмобалон, і внутрішнього тиску. При стисненні пневморессори під тиском вантажу вона сама прагне відновити первісний тиск, повертаючись в нейтральний стан. При цьому протидія повітря зростає в міру збільшення впливу навантаження. Ця властивість дозволяє запобігти пробією гумової оболонки.

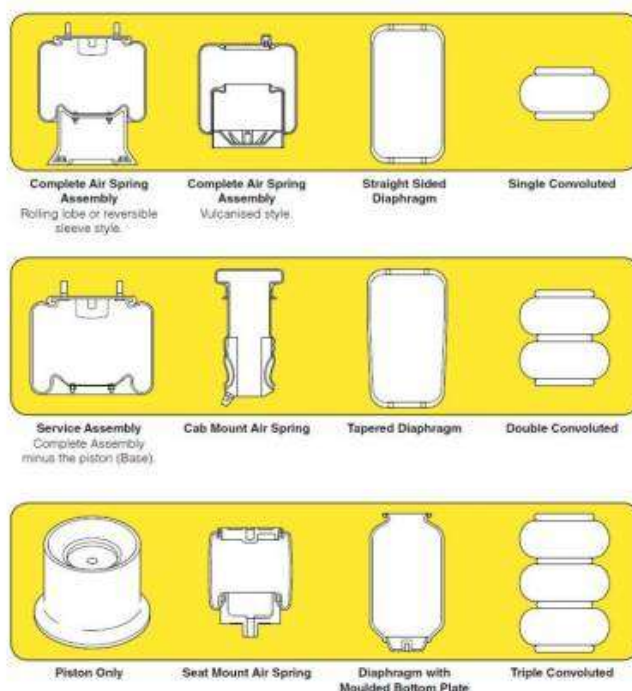


Рисунок 1.20 – Форми пневмобалонів для автомобілів

Незважаючи на простий принцип дії і відносно просту конструкцію, пневмобалони являють собою досить складний елемент. В процесі експлуатації пневмопідвіска постійно зазнає значних статичні і динамічні навантаження. Крім цього, зона розташування пневмобалонів обумовлює постійний вплив пилу, дорожнього бруду і води.

Усі представлені у нас пневмобалони, виготовлені зі стійких до зносу і різних погодних умов матеріалів. Конструкції пневмобалонів зображено на рис. 1.20, здебільшого це балони циліндричної форми виготовлений з еластомірів на основі каучуку з армуванням здебільшого синтетичними нитками. Також існують пневмобалони грушевидної секційної конструкції (рис. 1.21, а) та у вигляді гофр (сільфонів) (рис. 1.21, б, в).



Рисунок 1.21 – Пневмобалони: а) пневморессора 3В-300 для вантажних НУД; б) пневмобалони (пневмоподушки) гофровані ATC Air Suspension Products (Пневмобаллон задний левый Audi A7 Sportback (2011-2018)); в) пневмоподушка задня ліва MATOMI 48090-35011; г) пневморессора зі стаканом (пластик) (виробництво Sampra) SP 554156-KP; д) пневмобалон (пневмоподушка) для автомобіля Mercedes-Benz, моделі E Class, серії W212 виробництва польської компанії Limak; е) пневмоподушка (балон) Mercedes 975N, W010950437 320x81.2x140 (975N) (Contech | 97500)

Пневмобалони (пнеumoпoдушки) ATC Air Suspension Products повністю замінюють оригінальну запчастину автомобіля та виконують свою функцію із високою довговічністю. Кожний пневмобалон оснащений відбійником, кільцем ущільнювача круглого перерізу, верхнім кріпленням, клапаном утримання залишкового тиску і монтажним болтом.

Продукція фірми ATC Air Suspension виготовляється з високоякісних еластомірних матеріалів на основі каучуку. Кільця на пневмобалона обжаті з використанням спеціальної технології для забезпечення надійної роботи та герметичності.

Далі ми будемо розглядати пневмобалони конструкцій зображених на рис. 1.22.

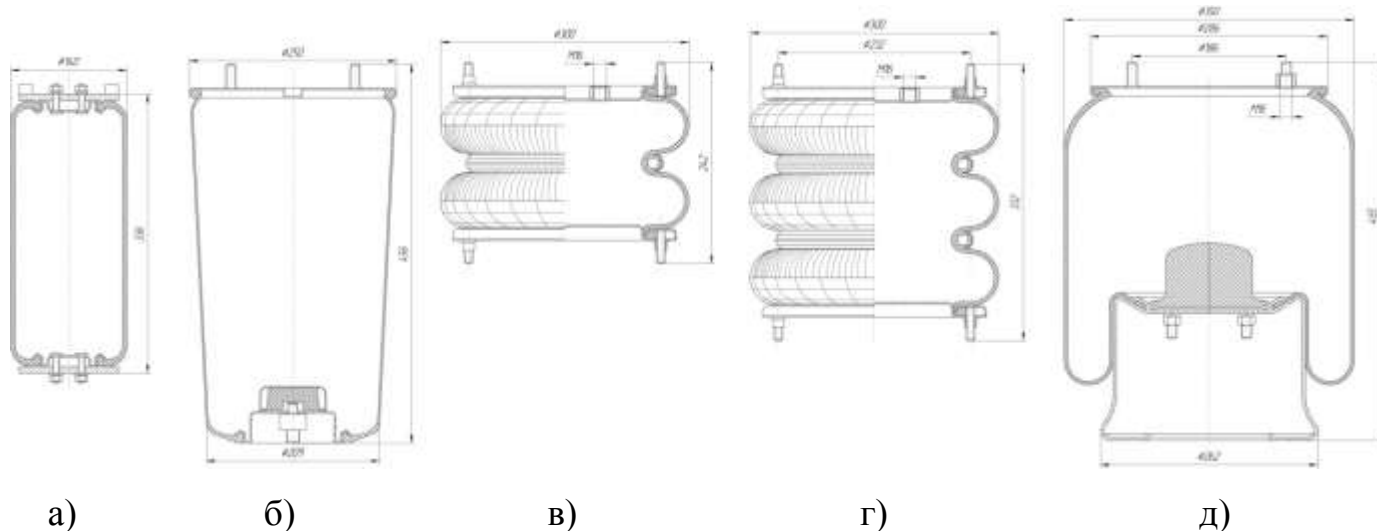


Рисунок 1.22 – Пневмобалони, що використовувались для дослідження у компенсаторах розчинонасоса

Як видно з зображень рис. 1.22 [124, 125] конструктивні особливості пневмобалонів є різними, що дає загальну картину їх використання у вигляді замкненої камери компенсаторів. Також їх спрацювання в компенсаторі теж буде відбуватися по різному. Так наприклад пневобалон рис. 1.22, а буде зтискатись при зростанні тиску подачі вище рівня у пневмобалоні радіально перпендикулярно вісі і тільки частково паралельно їй. Такий характер зміни об'єму повітря пневмобалону стосуватиметься і конструкцій пневмобалонів зображених на рис. 1.22 б, д. Дещо інший характер спрацювання пневмобалонів рис. 1.22 в, г, а саме зменшення об'єму при зростанні тиску вище рівня у пневмобалонах буде відбуватися значні деформації

паралельно вісі. Хоча картина роботи пневмобалона може змінитися, якщо суттєвий вплив розчину буде відбуватися по всій висоті пневмобалона.

Доцільність використання автомобільних пневмобалонів у комбінованих компенсаторах у вигляді замкненої камери створення нового компенсатора залежно від форми вільної камери пов'язано з рядом переваг, як з конструктивної так і експлуатаційної точки зору.

До переваг використання пневмобалонів можна віднести:

- збільшення об'єму замкненої камери, що суттєво вплине на зниження ступеня пульсацій тиску підвищеного рівня вище 0,7 МПа;
- збільшується об'єм контакту замкненої камери з перекачуваним розчином за рахунок циліндричної форми пневмобалону, що теж позитивно впливає на на зниження ступеня пульсацій тиску;
- скорочується час на промивання вільної камери компенсатора після циклу роботи;
- зменшуються витрати на обслуговування компенсатора в цілому;
- краща ремонтпридатність компенсатора.

До недоліків використання пневмобалонів можна віднести:

- відносно невеликий ресурс експлуатації, хоча це питання не зовсім вивчене;
- в деяких випадках висока вартість.

Висновки до розділу 1

1. Аналіз існуючих розчинонасосів показав про необхідність створення розчинонасоса такої конструкції, який би забезпечив стабільне перекачування по трубопроводах будівельних розчинів та легкі бетони при помірних пульсаціях тиску подачі та високій надійності в роботі завдяки використанню ефективного типу привода та комбінованого компенсатора підвищеної ефективності.

2. Тому актуальною науковою задачею є створення фізичної моделі однопоршневого розчинососа з гідравлічним приводом та компенсатором підвищеної ефективності, який забезпечить закон руху робочого органа з постійною

швидкістю та з широкими можливостями регулювання подачі, низьким рівнем ступеня пульсації тиску та подачі, що в свою чергу забезпечить максимальну продуктивність високий об'ємний коефіцієнт корисної дії під час перекачування будівельних сумішей різної рухомості.

3. Математично обґрунтувати роботу гідроприводу та комбінованого компенсатора встановити залежності тиску подачі p розчинної суміші та визначити рівень ступеня пульсації тиску залежно від параметрів компенсатора.

4. На основі теоретичних досліджень роботи однопоршневого гідроприводного розчинонасоса необхідно провести порівняльний аналіз з дослідженнями електромеханічного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму, а саме ефективності роботи компенсаторів; ступеню пульсацій тиску подачі, продуктивності, об'ємного ККД.

5. Проведений аналіз створення високоефективного насоса дозволив сформулювати цілі і задачі наукової роботи.

РОЗДІЛ 2.

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ГІДРАВЛІЧНОГО РОЗЧИНОНАСОСА З КОМБІНОВАНИМ КОМПЕНСАТОРОМ ПУЛЬСАЦІЇ ТИСКУ ТА ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ З РОБОТОЮ РОЗЧИНОНАСОСА З КОМПЕНСАТОРОМ ЗБІЛЬШЕНОГО ОБ'ЄМУ

2.1 Розчинонасоси з комбінованими компенсаторами збільшеного об'єму і пульсації тиску з електромеханічним та гідравлічним приводами

Розчинонасос, який пропонується до розгляду, має принципову схему, що дозволяє використання комбінованого компенсатора збільшеного об'єму та з різними приводами, конструктивні рішення яких представлені на рис. 2.1 та 2.2. Слід визначити можливості кожного привода.

Розчинонасос (рис. 2.1) [104, 105] містить привод з електродвигуна 1 та клинопасової передачі 2 зі шківками різного діаметру. На валу 4 закріплено зубчасте колесо 3, що утворює разом з валом-шестернею 5 зубчасту циліндричну передачу. Робочий циліндр 9 з поршнем 8 розташований горизонтально. Повзун 10 шарнірно з'єднаний з шатуном 11 від кривошипно-шатунного механізму. В умовах постійного контакту тертьових деталей циліндро-поршневої групи з будівельним розчином для підвищення ресурсу роботи, поршень 8 обварено зносостійкою гумою. Для зниження більш ніж удвічі величини бокових зусиль, які діють на повзун 10 під час роботи розчинонасоса в такті нагнітання вісь вала 4 кривошипно-шатунного механізму зміщена вниз відносно осі поршня на величину e , яка дорівнює половині радіуса кривошипа. Рухомі частини привода поршня 8, зубчасте колесо 3, вал-шестерня 5, кривошипний вал 4, шатун 11, розміщені в корпусі 13, який заповнено на $\frac{1}{3}$ мастилом.

Камера 12 поєднана із циліндром 9, в яку заливається промивна рідина, наприклад, мильний розчин води. Ця промивна рідина виконує три важливі функції: змиває із дзеркала гільзи поршня абразивні частинки, що проникли із всмоктувальної камери 6 у камеру 12 через ущільнення поршня 8; суттєво знижує коефіцієнт тертя між гумою поршня і дзеркалом гільзи поршня; охолоджує тертьові деталі поршневої групи.

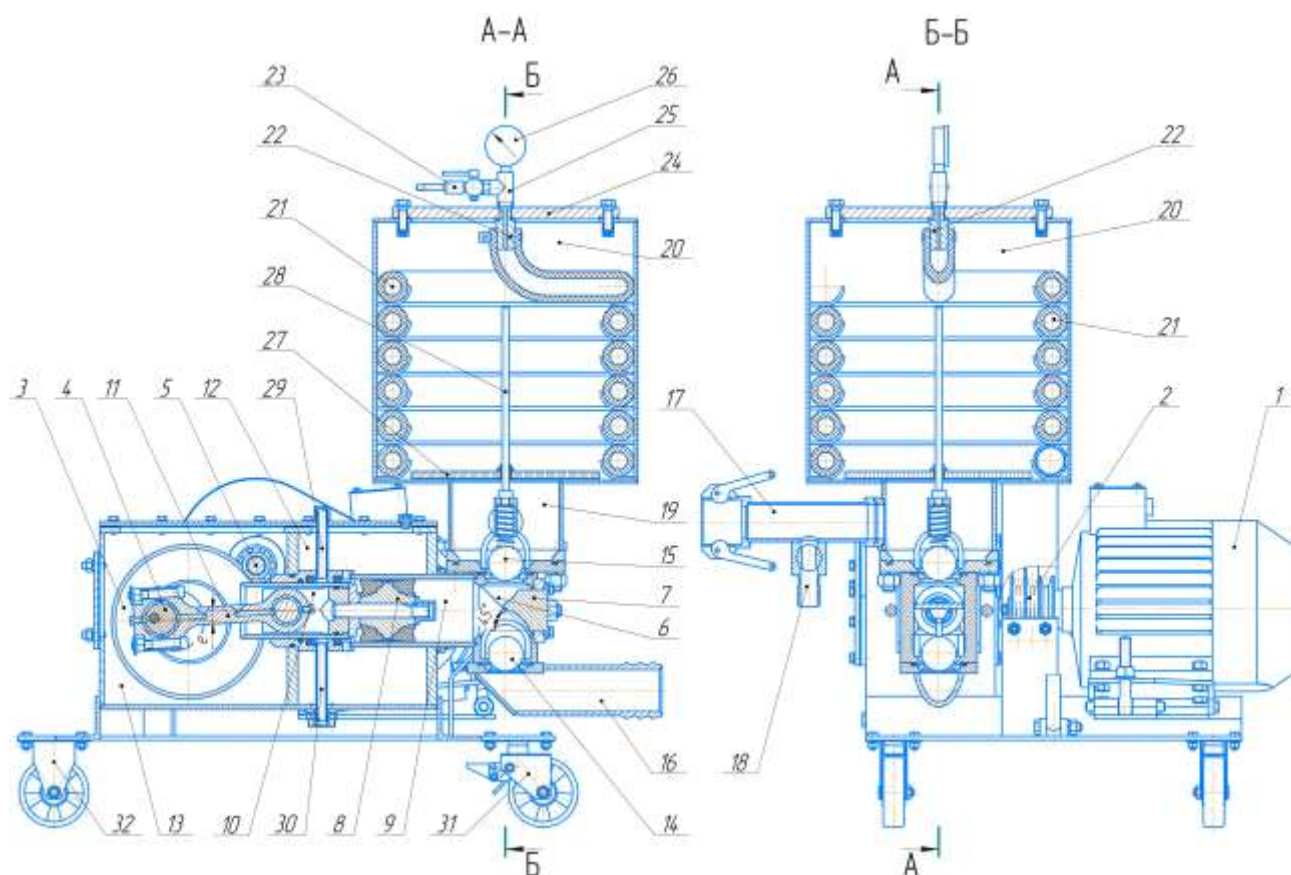


Рисунок 2.1 – Однопоршневий розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму: 1 – електродвигун; 2 – клинопасова передача; 3 – зубчасте колесо; 4 – кривошипний вал; 5 – вал-шестерня; 6 – всмоктувальна камера; 7 – спеціальна циліндрична вставка; 8 – поршень; 9 – робочий циліндр; 10 – повзун; 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 – кран; 26 – манометр; 27 – поплавков-обмежувач; 28 – направляючий стрижень; 29, 30 – каналні патрубки; 31, 32 – пара коліс.

Насосна частина розчинонасоса включає в себе усмоктувальний патрубок 16, всмоктувальну камеру 6 з двома клапанами кульовими всмоктувальним 14 та нагнітальним підпружиненим 15, спеціальну вставку 7, яка зменшує шкідливий об'єму у всмоктувальній камері 6 та зменшує зворотні витoki через всмоктувальний клапан 14, а також включає нагнітальний патрубок 17 з краном зниження тиску 18.

Компенсатор (рис.2.1) у своєму складі має циліндричну камеру 20, яка поєднана з

нагнітальною камерою, замкненої камери 21, яка представляє собою еластичний гумотканинний шланг, котрий закріплений до штуцера підкачки повітря 22 і навитий по діаметру циліндричної камери 20 на спеціальних підпорах. У кришку 24 загвинчено кран 25, до якого приєднано ніпель 23, котрий необхідний для закачування повітря у замкнену камеру 21 під тиском 0,5...0,7 МПа за допомогою ручного насоса чи компресора. По центру вільної камери на направляючому стрижні 28 встановлено поплавко-обмежувач 27, який запобігає інтенсивному видаленню повітря з циліндричної камери 20. В камері 12 розміщено каналні патрубки 29, 30, через які під час роботи насоса відбувається інтенсивне промивання, охолодження поверхні плунжера і стікання дисперсного абразиву в спеціальні кармани в нижній частині корпусу.

Розчинонасос мобільно переміщується по будівельному майданчику завдяки наявності двох пар коліс 31, 32.

Розчинонасос працює наступним чином (рис. 2.1) [104, 105].

Після вмикання електродвигуна 1 поршень 8 через клинопасову передачу 2 та зубчасту передачу, 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 поступає через відкритий всмоктувальний клапан 14 в усмоктувальну камеру 6. Оскільки в цей момент нагнітальний клапан 15 закритий, при сталому процесі роботи розчинонасоса тиск подачі у нагнітальному патрубку 17 знижується, стиснуте повітря у циліндричній камері 20 компенсатора (а при підвищеному тиску вище 0,7 МПа – й у замкненій камері 21) розширюється, в результаті чого об'єм повітря в обох камерах 20, 21 витискає розчин в нагнітальний патрубок 17.

Під час ходу поршня праворуч всмоктувальний клапан 14 закривається, а розчин, починає перетікати через відкритий нагнітальний клапан 14 та поступає в нагнітальну камеру 19. Одна частина середовища витискається в нагнітальний патрубок 16, а друга заповнює циліндричну камеру 20, стискуючи повітря через поплавко-обмежувач 27, який рухається уверх по стрижню залежно від зростання тиску.

Поплавко-обмежувач в циліндричній камері 20 мінімізує видалення об'єму повітря із перекачуванням розчином за рахунок обмеження контакту повітря з розчином, що впливає на стабілізацію подачі розчинонасоса до рівня тиску у замкненій камері 21.

Встановлена у всмоктувальній камері 6 спеціальна циліндрична вставка 7 знижує зворотні витоки через всмоктувальний клапан 14 в такті нагнітання за рахунок більш направленого потоку розчину на кульку, що зменшує час її зависання, особливо під час перекачуванні розчинів зниженої рухомості. Також спеціальна циліндрична вставка 7 суттєво зменшує "шкідливий об'єм" всмоктувальної камери 6 і тим самим поліпшує її заповнення перекачуванням розчином.

Аналіз роботи існуючих розчинонасосів показує, що необхідно створити розчинонасос одинарної дії котрий здійснюватиме стабільне перекачування будівельних розчинів особливо зниженої рухомості по трубопроводах при помірних пульсаціях тиску подачі, високій надійності роботи і завдяки використанню гідравлічного привода та комбінованого компенсатора пульсації тиску.

У Національному університеті «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» створено однопоршневий розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму, що має електромеханічний привод, який зарекомендував себе як надійний і високоефективний насосний агрегат. Але перекачування розчинонасосом розчинів зниженої рухомості нижче П8 не в повній мірі задовольняє сучасним вимогам за ступенем пульсацій тиску вище рівня $\delta \geq 25\%$.

Але для підвищення технічних характеристик розчинонасоса необхідно впровадити у конструкцію розчинонасоса гідропривод, який забезпечить постійну швидкість поршня під час зворотно-поступального руху, як в такті всмоктування так і в такті нагнітання. Це позитивно вплине на всмоктувальну здатність розчинонасоса, особливо при перекачуванні розчинів зниженої рухомості П8...9 см, та зменшить зворотні витоки через всмоктувальний та нагнітальний клапани за рахунок швидшого підйому та опускання кульок біля "мертвих" точок, що позитивно вплине на зниження рівня пульсацій тиску $\delta \leq 25\%$.

Пропонується конструкція гідроприводного розчинонасоса одинарної дії з комбінованим компенсатором пульсації тиску (рис. 2.2), який складається: з гідравлічної частини, у складі якої є патрубки всмоктувальний 1 який під'єднано до усмоктувальної камери 3 в середині якої розміщено спеціальну циліндричну вставку, зі зрізаною частиною сегментної форми усмоктувальної камери, з дотичною хордою

під кутом 45° до горизонталі та нагнітальний патрубок 12, кулькові клапани всмоктувальний 2 та нагнітальний підпружинений 4, робочий циліндр 6 з поршнем і повзуном, який промивається у штоковій порожнині рідиною з охолоджувально-змащувальними властивостями під час руху (мильно-масляно-водною емульсією). Гідропривод розчинонасоса оснащено гідроциліндром 8 з поршнем і штоком, який має порожнину з внутрішнім буртиком. Поршень гідроциліндра 8 установлений опозитно (горизонтально) по відношенню до поршня і розділяє гідроциліндр на поршневу й штокову порожнини. Золотниковий розподільник 9 розташований у правій крайній порожнині гідроциліндра й містить два двопояскові диференціальні золотники – основний і керування. Золотник керування установлений співвісно з поршнем гідроциліндра і містить хвостовик. З'єднання штока робочого поршня зі штоком гідравлічного поршня здійснюється за допомогою спеціального хомута 7. Штокова порожнина гідроциліндра 8 постійно з'єднана з лінією напору, а поршнева порожнина через основний золотник почергово з'єднується з лініями напору або зливу, за рахунок чого і забезпечується зворотно поступальний рух поршня 6 зі штоком. Золотник керування надійно утримується в одному з робочих положень протягом усього ходу поршня 6 за рахунок високого або низького тиску масла в поршневій порожнині (яка з'єднується з лінією напору або зливу), а поблизу від мертвих точок переводиться внутрішнім буртиком через хвостовик у чергове робоче положення. Постійність швидкості зворотно-поступального ходу поршня забезпечується тим, що площа поршня гідроциліндра у два рази більша по відношенню до площі перетину штока. Подача гідравлічної рідини по магістралям відбувається за допомогою шестерневого гідравлічного насоса 15 від електродвигуна 11.

Комбінований компенсатор тиску складається з двох камер: циліндричної (вільної), яка поєднана з нагнітальною камерою, і замкненої камери, яка являє собою пневмобалон, який закріплено до штуцера вузла підкачки повітря і встановлено по периметру циліндричної камери на спеціальних обмежувачах. У замкнену камеру встановлено ніпель для закачування повітря під тиском $0,5 \dots 0,7$ МПа за допомогою компресора. По центру циліндричної камери на направляючому стрижні встановлено

поплавок-обмежувач, який розділяє стиснене повітря з розчином і тим самим забезпечує мінімальне видалення повітря з циліндричної камери.

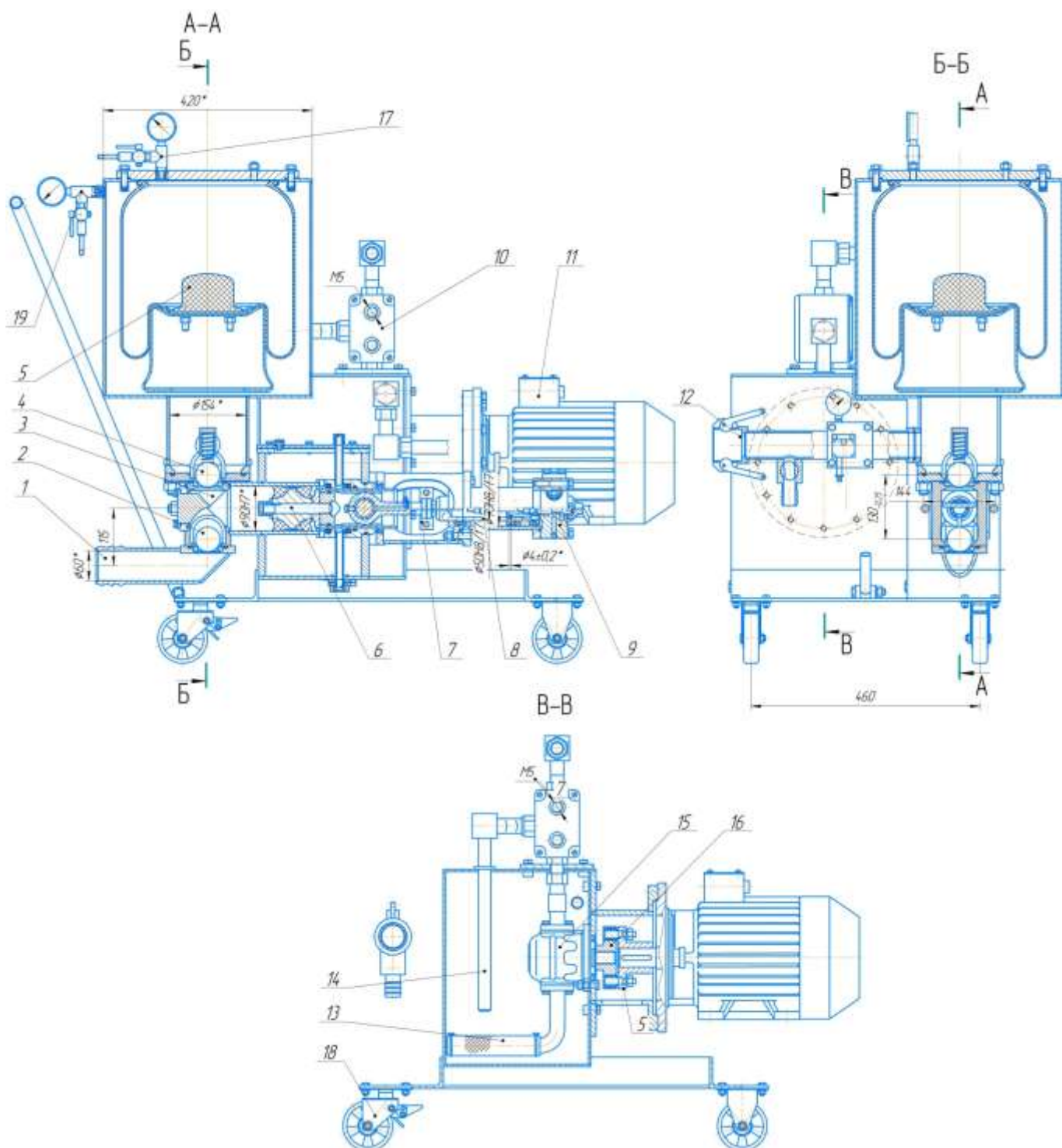


Рисунок – 2.2 Конструктивна схема однопоршневого гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску: 1, 12 – усмоктувальний та нагнітальний патрубок; 2, 4 – всмоктувальний та нагнітальний підпружинений кульові клапани; 3 – усмоктувальна камера; 5 – комбінований компенсатор; 6 – 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 скидання гідравлічної рідини; 15 – шестерневий гідравлічний насос; 16 – муфта втулково-пальцева; 17 – редуктор підкачки повітря; 18 – скляне віконце з освітленням; 19 – кільцата пересування

Для збільшення приведеного компенсаційного об'єму компенсатора у верхній кришці передбачено редуктор підкачки повітря 17 у циліндричну камеру з манометром контролю тиску до тиску у замкненій камері компенсатора. Також для контролю об'єму повітря у циліндричній камері у верхній кришці встановлено скляне віконце з лампочкою 18 для огляду та візуального контролю об'єму повітря у циліндричній камері.

На рис. 2.6 представлено схему гідравлічної системи приводу розчинонасоса [40, 42].

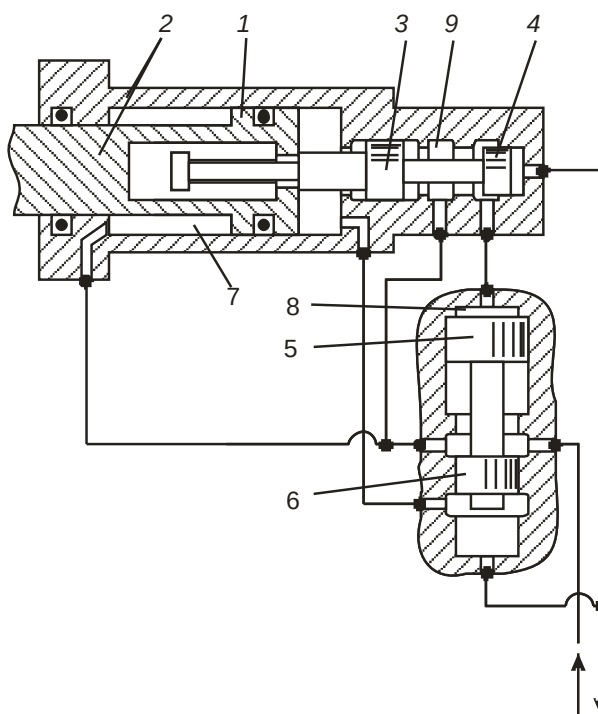


Рисунок – 2.3 Схема гідравлічної системи приводу розчинонасоса: 1 – поршень гідроциліндра; 2 – шток поршня; 3 – нижній поясок золотника керування; 4 – верхній поясок золотника керування; 5 – лівий поясок основного золотника; 6 – правий поясок основного золотника; 7 – штокова порожнина основного гідроциліндра; 7 – поршнева порожнина основного золотника;

8 – штокова порожнина золотника керування

Технічні характеристики розчинонасосів з різними компенсаторами (рис. 2.1, 2.2) наведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Технічні характеристики розчинонасосів з компенсаторами різних конструктивних рішень

Характеристика	Розчинонасос	
	з електромеханічним приводом та комбінованим компенсатором збільшеного об'єму	з гідравлічним приводом та комбінованим компенсатором пульсації тиску
Продуктивність, м ³ /год	3,8	4,0
Робочий тиск, МПа	4,0	4,0
Параметри компенсаторів:		
тиск у замкненій камері, МПа	0,7	0,7
об'єм замкненої камери, дм ³	3,0	3,0
об'єм циліндричної камери, дм ³	5	26
Число подвійних ходів, об/хв	150	150
Дальність подачі, м:		
по горизонталі	200	200
по вертикалі	50	50
Потужність, кВт	5,5	5,5
Габаритні розміри, мм:		
довжина	926	926
ширина	854	854
висота	1160	882
Маса (без комплектів), кг, не більше	240,5	260

З метою підвищення технічних характеристик, зниження пульсацій та підвищення надійності роботи розчинонасоса, що розглядається вище, пропонуються гідроприводний розчинонасос (рис. 2.2). Аналіз роботи розчинонасоса з різними приводами дозволить виявити найбільш ефективний варіант конструкції.

2.2 Визначення ступеня пульсацій тиску при подачі розчину в трубопровід розчинонасоса з різними приводами

Однопоршневий розчинонасос, який обладнаний електромеханічним приводом із кривошипно-шатунним механізмом та оснащений комбінованим компенсатором

збільшеного об'єму (рис. 2.1), здійснює подачу робочого середовища у напівциклі нагнітання, а у напівциклі всмоктування відбувається закриття нагнітального клапана і витискання другої частини розчину у нагнітальний патрубок з циліндричної камери за рахунок розширення компенсуючого об'єму повітря компенсатора.

Швидкість руху поршня [100, 102] здійснюється за синусоїдальним законом і як видно біля мертвих точок відбувається її різке зниження, що в свою чергу впливає на швидкість опускання кульок всмоктувального та нагнітального клапанів під час закриття. Це призводить до зростання зворотних витоків через клапани.

В такті нагнітання здійснюються два процеси – 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.

Існує математична модель [40, 43] роботи гідроциліндра приводу поршня насосної колонки, яка дозволяє краще зрозуміти всмоктувальну спроможність розчинонасоса, характер спрацьовування кулькових клапанів на відкривання та закривання, механізм утворення зворотних витоків розчину під час закривання клапанів, ступінь ударних навантажень кульок клапанів під час їх спрацьовування на закриття та рівень шуму від цього явища й швидкість зношування гнізд клапанів, механізм утворення рівня об'ємного ККД гідроприводного розчинонасоса та ступеня пульсацій тиску подачі.

Схема гідравлічної системи автоматичного приводу розчинонасоса, що використовуються при описанні математичної моделі, наведена на рис. 2.3.

Система диференціальних рівнянь [40, 42], що описують першу фазу – розгін поршня від нижньої мертвої точки:

$$\begin{cases} m_{np} \cdot \frac{dv_n}{dt} = -(F_m + m_{np} \cdot g) + P(t) \cdot (S_{yn} - S_{un}) \\ \beta \cdot \frac{dP}{dt} = -v_n(t) \cdot (S_{yn} - S_{un}) + Q_0, \end{cases} \quad (2.1)$$

де m – маса рухомих елементів приводу; F_m – сила впливу на масло під час злиття із поршневої порожнини гідроциліндра; g – прискорення земного тяжіння; S_{yn} , S_{un} – відповідно площі циліндро-поршневої й перетину штокової порожнини гідроциліндра;

β – коефіцієнт об'ємного стиснення масла; Q_0 – подача масла гідронасосом.

Повне визначення швидкості поршня буде у вигляді суми $v_{одн}(t)$ і v_r , а саме

$$v(t) = v_{одн}(t) + v_r = C_1 \cdot \cos\left(\frac{S_{ун} - S_{ун}}{\sqrt{\beta \cdot m_{np}}} \cdot t\right) + C_2 \cdot \sin\left(\frac{S_{ун} - S_{ун}}{\sqrt{\beta \cdot m_{np}}} \cdot t\right) + \frac{Q_0}{S_{ун} - S_{ун}}. \quad (2.2)$$

Початкові умови для цього рішення такі:

$$\begin{cases} v(0) = 0 \\ v'(0) = \frac{P(0) \cdot (S_{ун} - S_{ун})}{m_{np}} - \frac{F_{..} + m_{np} \cdot g}{m_{np}}. \end{cases}$$

Із рівняння (2.2) при $t = 0$ $C_1 = -\frac{Q_0}{S_{ун} - S_{ун}}$, а після диференціювання рівняння

$$(2.2) \text{ при } t = 0 \quad C_2 = \frac{v'(t) \cdot \sqrt{\beta \cdot m_{np}}}{S_{ун} - S_{ун}}.$$

Підставивши значення коефіцієнтів C_1 і C_2 в рівняння (2.2), що описує швидкість розгону робочого органа (поршня) у першій фазі:

$$v(t) = -\frac{Q_0}{S_{ун} - S_{ун}} \cdot \cos\left(\frac{S_{ун} - S_{ун}}{\sqrt{\beta \cdot m}} \cdot t\right) + v'(0) \cdot \frac{\sqrt{\beta \cdot m_{np}}}{S_{ун} - S_{ун}} \cdot \cos\left(\frac{S_{ун} - S_{ун}}{\sqrt{\beta \cdot m_{np}}} \cdot t\right) + \frac{Q_0}{S_{ун} - S_{ун}} \quad (2.3)$$

Підставивши в рівняння (2.3) замість $v(t)$ величину $\frac{Q_0}{(S_{ун} - S_{ун})}$, тобто кінцеву швидкість розгону поршня, і виконавши деякі перетворення, знайдемо час розгону поршня

$$t_p = \frac{\sqrt{\beta \cdot m_{np}}}{S_{ун} - S_{ун}} \cdot \arctg\left(\frac{Q_0}{v'(0) \cdot \sqrt{\beta \cdot m_{np}}}\right). \quad (2.4)$$

Визначений за залежністю (2.4) час розгону поршня складає 0,00214 с, що значно менше, ніж час закриття нагнітального клапана (0,0225 с). Розгін поршня відбувається при повністю відкритому нагнітальному клапані, а отже, відрив поршня від розчину неможливий, оскільки в поршневій порожнині зберігається тиск, близький до номінального тиску нагнітання розчину.

У другій фазі постійна швидкість руху поршня матиме вигляд

$$v = \frac{Q_0}{S_{цп} - S_{шп}}, \text{ м/с}, \quad (2.5)$$

а тиск масла до закриття нагнітального клапана – 3 МПа і після його закриття – 8,3 МПа при тиску розчину 2,5 МПа.

У третій фазі швидкість руху поршня зросте в результаті витискування в лінію напору масла з диференціальної порожнини золотника керування й складе

$$v = \frac{Q_0}{S_{цп} - S_{шп} - S_{бп.зк} + S_{мп.зк}} \text{ м/с}, \quad (2.6)$$

де $S_{бп.зк}$, $S_{мп.зк}$ – відповідно площі більшого та меншого поясків золотника керування.

Тиск масла зросте у тій самій пропорції й буде дорівнювати 9,12 МПа.

$$\text{Час цієї фази буде тривати } t_3 = \frac{y_1}{v_n} = \frac{6 \cdot 10^{-3}}{6,403} = 0,0149 \text{ с},$$

де y_1 – хід золотника керування до початку відкривання щілини.

У четвертій фазі масло перекачується маслonaсосом та розділяється на два потоки – в штокову порожнину гідроциліндра і в порожнину 8. Залежність розподілення потоку масла має такий вигляд

$$v(t) \cdot (S_{цп} - S_{шп} - S_{бп.зк} + S_{мп.зк}) + \mu \cdot S_{щ} \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta p} = Q_0, \quad (2.7)$$

де μ – коефіцієнт витрати масла; $S_{щ}$ – площа щілини відкривання золотника; γ – густина масла; Δp – перепад тиску масла перед щілиною.

Рішення залежності (2.7) за аналогією, прийнятою для першої фази, дає рівняння для швидкості гальмування

$$v_n = y'(t) = \frac{Q_0}{S_{цп} - S_{шп} - S_{бп.зк} + S_{мп.зк}} \cdot e^{-\alpha \cdot \sqrt{P} \cdot t}. \quad (2.8)$$

Час гальмування до $v \cdot 10^{-3}$ складе $t_{зуп} = \frac{\ln 1000}{\alpha \cdot \sqrt{p}} = \frac{2,3 \cdot 3}{1,91 \cdot \sqrt{p}} = \frac{3,61}{\sqrt{p}}$, та означає, що

час до повного зупинення поршня обернено пропорційний кореню квадратному тиску масла. Коли тиск масла в гідросистемі в межах 5...10 МПа час гальмування складатиме від 0,0011 до 0,0016 с.

Після зупинки поршня все масло, яке нагнітається від маслососа, витрачає енергію на переміщення основного золотника. Розрахунки за залежностями вище показують, що час на кінцеве переміщення цього золотника складає 0,0069 с.

За аналогічною методикою визначені рівні швидкості руху поршня, тиск масла й час руху поршня для 5–8 фаз.

П'ята фаза – розгін поршнів гідроциліндра і насосної колонки від верхньої мертвої точки (методика розрахунків аналогічна першій фазі).

Маємо диференціальні рівняння

$$\begin{cases} m_{np} \cdot \frac{dv_n}{dt} = P(t) \cdot S_{unn} - F_p + m_{np} \cdot g \\ \beta \cdot \frac{dv_n}{dt} = Q_0 - v_n(t) \cdot S_{unn}, \end{cases} \quad (2.9)$$

де F_p – сила витискування розчину через усмоктувальний клапан.

Початкові умови для наведених рівнянь

$$\begin{cases} v_n(t) = 0 \\ p(t) = p_{min}, \end{cases} \quad \text{та} \quad v'(0) = \frac{p(0) \cdot S_{unn} - F_p + m_{np} \cdot g}{m_{np}}.$$

Часткові рішення системи (2.7) $v_u = \frac{Q_0}{S_{unn}}$; $p_u = \frac{F_p - m_{np} \cdot g}{S_{unn}}.$

Однорідна система має вигляд

$$\begin{cases} v'(t) = p \cdot \frac{S_{unn}}{m_{np}} \\ p' = \frac{v_n \cdot S_{unn}}{\beta}, \end{cases}$$

Для швидкості $v_n(t)$ маємо диференціальне рівняння

$$v_n'' + v_n' \cdot \frac{(S_{unn})^2}{\beta \cdot m_{np}} = 0,$$

повне рішення якого має вигляд

$$v_n(t) = C_1 \cdot \cos\left(\frac{S_{ун}}{\sqrt{\beta \cdot m_{np}}} \cdot t\right) + C_2 \cdot \sin\left(\frac{S_{ун}}{\sqrt{\beta \cdot m_{np}}} \cdot t\right) + \frac{Q_0}{S_{ун}}, \quad (2.10)$$

де $C_1 = \frac{Q_0}{S_{ун}}$; $C_2 = v'_n(0) \cdot \frac{\sqrt{\beta \cdot m_{np}}}{S_{ун}}$.

Рівняння для розрахунку часу розгону поршня буде таке

$$\operatorname{tg}\left(\frac{S_{ун}}{\sqrt{\beta \cdot m_{np}}} \cdot t_p\right) = \frac{Q_0}{v'_n(0) \cdot \sqrt{\beta \cdot m_{np}}}, \quad (2.11)$$

звідки

$$t_p = \frac{\sqrt{\beta \cdot m_{np}}}{S_{ун}} \cdot \operatorname{artg}\left(\frac{Q_0}{v'_n(0) \cdot \sqrt{\beta \cdot m_{np}}}\right) = \frac{\sqrt{10^{-12} \cdot 22}}{19,6 \cdot 10^{-4}} \cdot \operatorname{artg}\left(\frac{6,96 \cdot 10^{-4}}{45 \cdot \sqrt{10^{-12} \cdot 22}}\right) = 0,00302 \text{ с}$$

Шоста фаза – рух поршня в такті нагнітання з постійною швидкістю до моменту зустрічі з золотником керування (з головкою його хвостовика). Ця фаза аналогічна другій фазі, але швидкість руху поршня буде трохи інша.

$$v = \frac{Q_0}{S_{ун}} \text{ м/с.} \quad (2.12)$$

За рівнем тиску масла ця фаза також буде складатись з двох перших частин. Перша частина триває до закриття всмоктувального клапана. Розрахуємо час цієї частини за умовою, що під час розгону поршня $t_p = 0,00302$ с кулька всмоктувального клапана ще не починала опускатись у бік гнізда, оскільки відбувалось тільки стиснення розширеного у попередніх фазах розчину. Друга умова полягає у тому, що перекачуваний розчин має рухомість не вище П 9,0 і тому кулька клапана рухається униз з такою самою швидкістю, як і розчин. За прийнятими умовами час першої частини фази буде дорівнювати

$$t_1 = \frac{h_n}{v} = h_{кл} \cdot \frac{D_1^2}{D^2} \cdot \frac{1}{v} = 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{80^2}{90^2} \cdot \frac{1}{0,354} = 0,0033 \text{ с,}$$

де h_p – хід поршня насосної колонки за час t_1 ; $h_{кл}$ – висота підйому кульки всмоктувального клапана, $h_{кл} = 1,5$ мм; D_1 – діаметр циліндричного простору

навколо кульки, $D_1 = 80$ мм; D_1 – діаметр поршня розчнонасоса $D_1 = 90$ мм.

Друга частина шостої фази починається тоді, коли закрився всмоктувальний клапан і відкривається нагнітальний, а розчин зі всмоктувальної камери почне перетікати через порожнину поршня гніздо клапана в нагнітальну камеру.

Сьома фаза – рух поршня гідроциліндра униз разом з золотником керування до моменту відкривання щілини, що з'єднує порожнину 8 керування основним золотником (див. рис. 2.5) з лінією зливу. Ця фаза схожа на третю фазу. Внаслідок диференціальності золотника керування під час його руху униз об'єм порожнини 9 буде збільшуватись, на що буде витрачатись масло з лінії напору. Але у той же час порожнина під пояском з золотника керування буде зменшуватись, а масло з неї буде поступати в лінію напору. Оскільки друга порожнина більша за перетин від першої, швидкість руху поршня у сьомій фазі підвищиться до рівня

$$v = \frac{Q_0}{S_{\text{ин}} - S_{\text{бп.зк}} + S_{\text{мп.зк}}} \text{ м/с.} \quad (2.13)$$

Тиск масла в напорі зросте у $\frac{0,389}{0,354} = 1,1$ рази і складе $7,2 \cdot 1,1 = 7,92$ МПа.

Тривалість цієї фази складе

$$t_7 = \frac{y_1}{v_n} = \frac{6 \cdot 10^{-3}}{0,389} = 0,0157 \text{ с.}$$

Восьма фаза – це період від початку відкривання золотником керування щілини, що з'єднує порожнину керування основним золотником з лінією напору, до повного припинення руху поршня гідроциліндра. Ця фаза характеризує гальмування поршня під час його руху униз і розраховується за методикою, як і четверта фаза.

Враховуючи те, що тиск зливу масла дуже малий, напишемо таке рівняння рівноваги основного золотника

$$\Delta p \cdot S_{\text{бп.оз}} = p \cdot (S_{\text{бп.оз}} - S_{\text{мп.оз}}), \Delta p = \frac{S_{\text{бп.оз}} - S_{\text{мп.оз}}}{S_{\text{бп.оз}}} \cdot p = \frac{6,16 - 3,80}{6,16} \cdot p = 0,38 \cdot p \quad (2.14)$$

де $S_{\text{бп.оз}}$, $S_{\text{мп.оз}}$ – відповідно площі більшого та меншого поясків основного золотника.

Витрати масла на щілині визначаються за формулою

$$Q_{щ} = \mu \cdot S_{щ} \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \Delta p, \quad (2.15)$$

де μ – коефіцієнт витрати масла, $\mu = 0,7 \dots 0,8$ [71]; $S_{щ}$ – площа щілини, яка залежить від координати $y_1(t)$; γ – густина масла, для масла И20А $\gamma = 900$ кг/м³ [46].

Площа щілини кінчної форми за формулою складає,

$$S_{щ} = \pi \cdot d'_1 \cdot y_1 \cdot \cos \alpha.$$

Складемо рівняння для потоку масла

$$Q_0 = v_n(t) \cdot S_{ун} - v(t) \cdot S_{ун} + Q_{щ}, \quad (2.16)$$

або з урахуванням наведених вище значень $Q_{щ}$ та $S_{щ}$.

$$v_n(t) \cdot (S_{ун} - S_{ун}) + \mu \cdot \pi \cdot d'_1 \cdot y(t) \cdot \cos \alpha \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma}} \cdot \Delta p = Q_0 \quad (2.17)$$

Оскільки $v(t) = y'(t)$, маємо

$$y'(t) + \frac{\mu \cdot \pi \cdot d'_1 \cdot \cos \alpha}{S_{ун} - S_{мп.зк}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma}} \cdot 0,38 \cdot \sqrt{p} \cdot y(t) = \frac{Q_0}{S_{ун} - S_{мп.зк}}.$$

Позначивши вираз

$$\frac{\mu \cdot \pi \cdot d'_1 \cdot \cos \alpha}{S_{ун} - S_{мп.зк}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma}} \cdot 0,38 = \frac{0,8 \cdot 3,14 \cdot 0,016 \cdot 0,7}{(19,6 - 2,01) \cdot 10^{-4}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81}{900}} \cdot 0,38 = 1,46$$

через α , отримаємо

$$y'(t) + \alpha \cdot \sqrt{p} \cdot y(t) = \frac{Q_0}{S_{ун} - S_{мп.зк}}. \quad (2.18)$$

Сума часткового рішення цього рівняння $y_{\text{ч}} = \frac{Q_0}{S_{ун} - S_{мп.зк}}$ і однорідного рішення

$$y_{\text{одн}} = C_1 \cdot e^{-\alpha \sqrt{p} \cdot t} \text{ дає}$$

$$y(t) = \frac{Q_0}{S_{ун} - S_{мп.зк}} \cdot \frac{1}{\alpha \cdot \sqrt{p}} \cdot (1 - e^{-\alpha \sqrt{p} \cdot t}) \text{ та } y'(t) = \frac{Q_0}{S_{ун} - S_{мп.зк}} \cdot e^{-\alpha \sqrt{p} \cdot t}. \quad (2.19)$$

Враховуючи $v_n(0) = 0,389$, будемо умовно вважати за припинення руху поршня швидкість $v_n = 0,00039$ м/с, що у 1000 разів менше, ніж $v_n(0)$. Тоді $e^{-\alpha\sqrt{p}\cdot t} = 0,001$, а час гальмування до зупинення поршня

$$y_q = \frac{\ln 1000}{\alpha \cdot \sqrt{p}} = \frac{2,3 \cdot 3}{1,46 \cdot \sqrt{p}} = \frac{4,72}{\sqrt{p}}. \quad (2.20)$$

Графік залежності часу гальмування поршня від тиску масла представлений на рис. 2.7, який показує, що під час руху поршня униз його гальмування відбувається повільніше, ніж при русі уверх.

Зведені дані по усіх фазах представлені в табл. 2.2, графіки зміни швидкості руху поршня й тиску масла протягом циклу роботи гідроциліндра – на рис. 2.4.

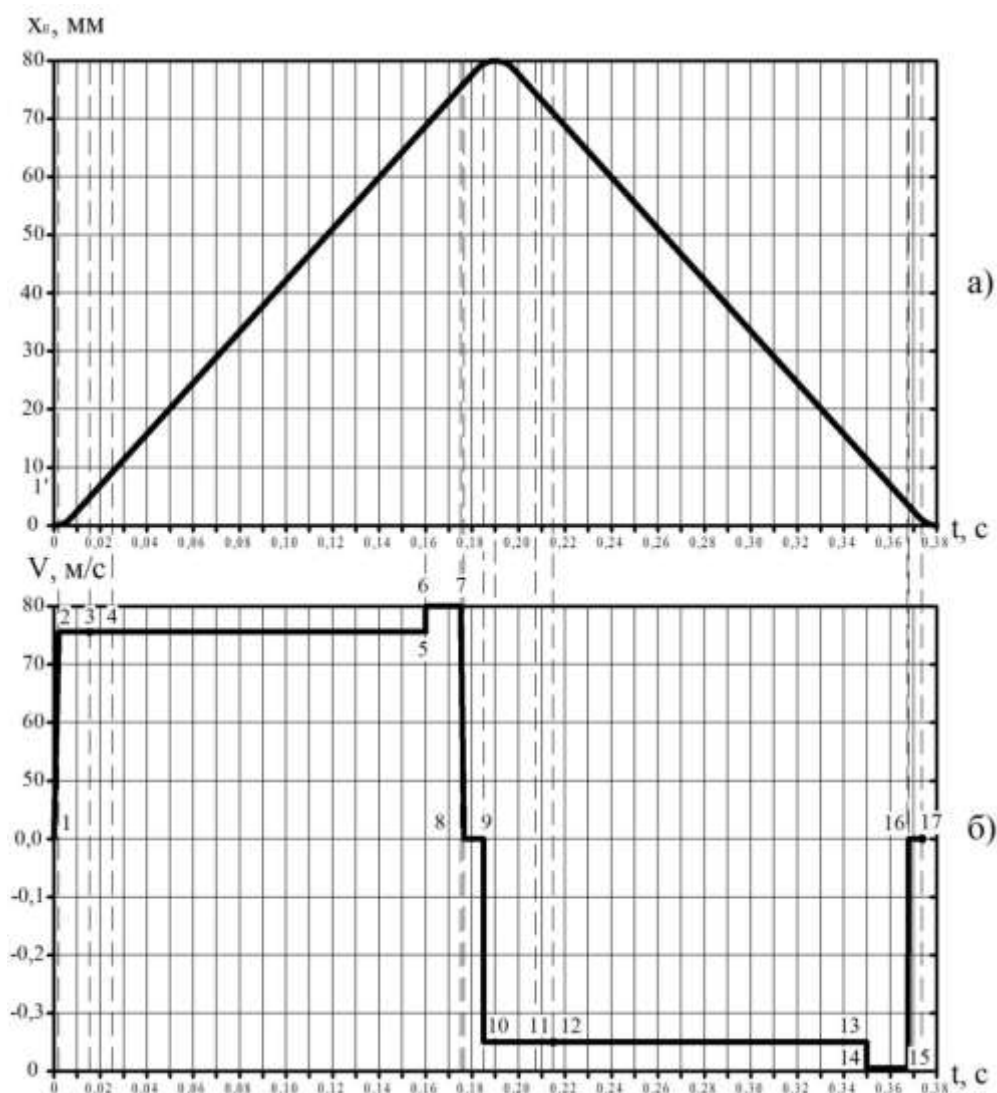


Рисунок – 2.7 Залежності ходу поршня (а) та зміни швидкості руху поршня (б) протягом циклу роботи гідроциліндра

Таблиця 2.2 – Зведені дані по усіх фазах зміни швидкості руху поршня й тиску масла протягом циклу роботи гідроциліндра

Познач. ділянки	Назва ділянки	Тривалість, с	v , м/с	
			початок	кінець
1 – 2	Фаза 1, розгін вправо	0,00214	0,000	0,367
2 – 3	Фаза 2, період 1	0,0225	0,367	0,367
4 – 5	Фаза 2, період 2	0,1347	0,367	0,367
6 – 7	Фаза 3	0,0149	0,403	0,403
7 – 8	Фаза 4, гальмування	0,0015	0,403	0,000
8 – 9	Перемикання осн. золотника	0,0069	0,000	0,000
9 – 10	Фаза 5, розгін вліво	0,00302	0,000	0,354
10 – 11	Фаза 6, період 1	0,0307	0,354	0,354
12 – 13	Фаза 6, період 2	0,1351	0,354	0,354
14 – 15	Фаза 7	0,0157	0,389	0,389
15 – 16	Фаза 8, гальмування	0,0020	0,389	0,000
16 – 17	Перемикання осн. золотника	0,0038	0,000	0,000

Визначимо час затримки поршня у нижній мертвій точці. Для цього спочатку розрахуємо шлях y'_2 , який пройде основний золотник протягом гальмування поршня при його ході униз. Припустимо, що під час гальмування поршня t_z одна половина масла від маслососа була витрачена на рух поршня, а друга – на рух основного золотника. Тоді справедлива така залежність

$$\frac{Q_0}{2} \cdot t_z = (S_{\text{бп.оз}} - S_{\text{мп.оз}}) \cdot y'_2, \quad (2.21)$$

$$\text{звідки } y'_2 = \frac{Q_0}{2} \cdot \frac{t}{S_{\text{бп.оз}} - S_{\text{мп.оз}}} = \frac{6,93 \cdot 10^{-4}}{2} \cdot \frac{0,002}{6,16 \cdot 10^{-4} - 3,8 \cdot 10^{-4}} = 2,94 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 2,94 \text{ мм.}$$

На основі математичного аналізу встановлено залежності зміни швидкості руху поршня (2.1) та тиску протягом циклу роботи гідроциліндра.

За цикл роботи розчинонасоса відбувається швидкий перехід поршня від періоду гальмування та розгону в крайніх ”мертвих” точках до робочої стабільної швидкості сприяє тому, що більшу частину ходу поршень рухається з постійною швидкістю, що у свою чергу, позитивно впливає на зниження рівня ступеня пульсацій тиску подачі перекачуваного розчину та рівномірність подачі розчину.

Математичний аналіз роботи гідроприводу дозволив встановити, що досить тривалі зупинки поршня у ”мертвих” точках обумовлені витратами масла на

переключення основного золотника. В даному випадку сумарний час зупинок на переключення цього золотника складе $0,0069 + 0,0038 = 0,0107$ с в порівнянні з часом

одного циклу роботи розчинонасоса $\frac{60}{161} = 0,373$ с. А отже час зупинок поршня у мертвих точках складе 2,9%, у той же час як сумарна тривалість усіх розгонів і гальмувань поршня за один цикл тільки 2,32%.

Для скорочення часу переключення поршня при подальшому проектуванні необхідно зменшувати діаметри поясків основного золотника, а також величину ходу цього золотника, хоча це теж високі показники стабільності спрацювання золотників біля "мертвих" точок.

Оскільки прийнято, що зміни тиску розчину в такті нагнітання та такті всмоктування відбуваються в однакових значеннях, а потік розчину на виході з нагнітального трубопроводу під час роботи розчинонасоса з комбінованим компенсатором помірний, тому подача розчину протягом циклу не змінюється. За цією умови зміна об'єму стиснутого повітря в компенсаторі часу такту всмоктування та нагнітання буде складати

$$\begin{aligned} & 0 \leq t \leq t_{\text{наг}}, \quad \Delta V_1 = F_n \cdot \left(x_1 - \frac{h_n}{t_{\text{цикл}}} \cdot t \right) \\ \text{при} & t_{\text{наг}} \leq t \leq t_{\text{цикл}}, \quad \Delta V_2 = F_n \cdot \left[\left(x_n - \frac{h_n}{2} \right) - \frac{h_n}{t_{\text{цикл}}} \cdot (t - t_{\text{наг}}) \right], \end{aligned} \quad (2.22)$$

де ΔV_1 – зміна об'єму повітря (газу), що стиснуте в компенсаторі у такті нагнітання по відносно об'єму стиснутого повітря (газу) при $t = 0$; ΔV_2 – те ж саме у такті всмоктування поршня, тобто при $t = 0 \dots t_{\text{цикл}}$; x_1 – закон руху поршня залежно від часу t в такті нагнітання ($t = 0 \dots t_{\text{наг}}$), визначається за залежністю (2.22); h_n – повна величина ходу поршня $h_n = x_1^{\text{max}} - x_1^{\text{min}}$, визначається також за рівнянням (2.1); x_n – величина x_1 при $t = t_{\text{наг}}$.

Згідно із законом Бойля-Маріотта,

$$V_t = p_{\text{атм}} \cdot \frac{V_{\text{комн}}}{p_t}, \text{ звідки } p_t = p_{\text{атм}} \cdot \frac{V_{\text{комн}}}{V_t}. \quad (2.23)$$

де V_t – поточний об'єм стиснутого повітря в компенсаторі при часові t ; $V_{комп}$ – приведений до нормальних умов ($p_{атм} = 0,1$ МПа) об'єм повітря в компенсаторі; p_t – тиск стиснутого повітря (й розчину) за час t , МПа.

Залежність 1 на рис. 2.8 характеризує подачу розчину в циліндричну камеру компенсаторів від поршня в такті нагнітання з урахуванням закону його руху. Ця подача визначається за виразом $F_n \cdot x_1$. Залежність 2 (рис. 2.8) характеризує зміну об'єму розчину в циліндричній камері компенсатора при подачі його в нагнітальний трубопровід під час всмоктування, що визначається залежністю

$$q = \frac{V_{p.д.}}{t_{цикл}} \cdot \delta(t) \quad (2.24)$$

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

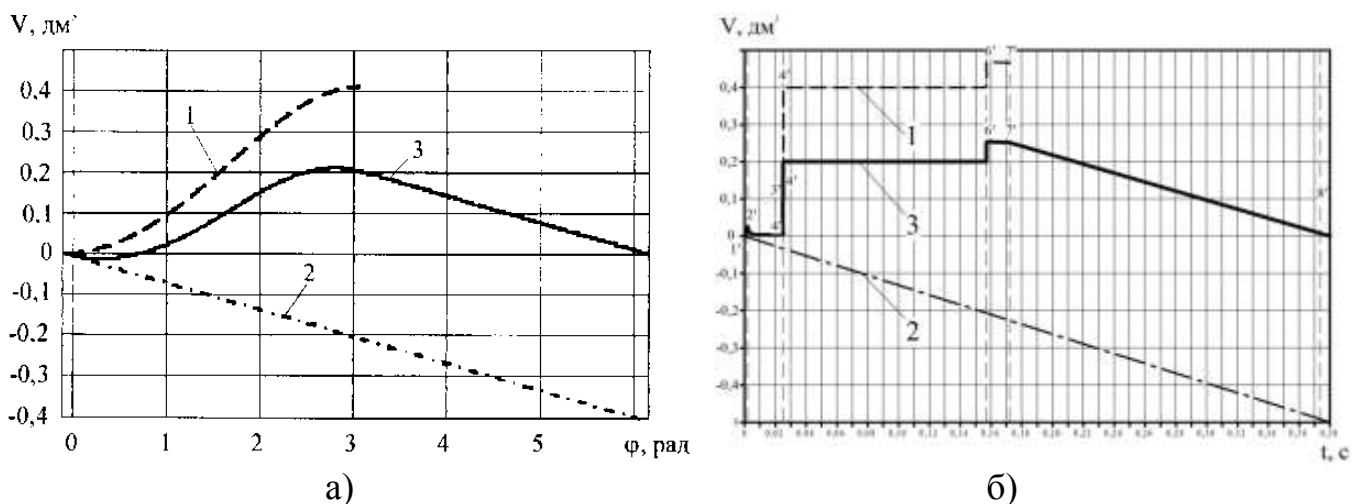


Рисунок 2.8 – Залежність об'єму розчину в циліндричних камерах компенсаторів розчинонасоса: 1 – від переміщення поршня, 2 – від подачі в трубопровід, 3 – об'єм розчину в циліндричній камері за повний цикл роботи

Залежність 3 характеризує зміну об'єму розчину в циліндричній камері компенсатора протягом циклу роботи розчинонасоса.

Оскільки $V_t = V_0 - \Delta V$, то з урахуванням формул (2.1, 2.2) маємо зміну тиску розчину протягом циклу роботи розчинонасоса

$$\begin{aligned} 0 \leq t \leq t_{\text{наг}}, \quad p_{t_{\text{max}}} &= \frac{p_{t_0 \text{атм}} \cdot V_{\text{комп}}}{V_0 - F_n \cdot \left\{ x_1 - \frac{h_n}{t_{\text{цикл}}} \cdot t \right\}}, \\ \text{при} \quad t_{\text{наг}} \leq t \leq t_{\text{цикл}}, \quad p_{t_{\text{min}}} &= \frac{p_{t_0 \text{атм}} \cdot V_{\text{комп}}}{V_0 - F_n \cdot \left[\left(t_{\text{наг}} - \frac{h_n}{2} \right) - \frac{h_n}{t_{\text{цикл}}} \cdot (t - t_{\text{наг}}) \right]}. \end{aligned} \quad (2.25)$$

де $V_{\text{комп}}$ – приведений об'єм повітря компенсатора до атмосферного тиску $p_{\text{атм}}$;
 V_0 – об'єм стиснутого повітря в компенсаторі при $t=0$, $V_0 = p_{\text{атм}} \cdot \frac{V_{\text{комп}}}{p_0}$,
 $p_{\varphi_0 \text{атм}}$ – тиск стиснутого повітря на початок циклу роботи розчинонасоса, МПа;
 x_1 – хід поршня в такті нагнітання, що визначається за рівнянням (2.22).

Таким чином, користуючись формулами (2.25), можна визначити зміну тиску розчину протягом циклу роботи розчинонасоса, якщо відомі параметри F_n , $V_{\text{комп}}$ та початковий тиск p_{min} .

Величина ступеня пульсації тиску δ визначається за формулою з незначною поправкою [104, 106]

$$\delta = \left(\frac{p_{\text{max}} - p_{\text{min}}}{p_{\text{ср}}} \right) \cdot k_{\text{з.к.с}} \cdot k_{\text{з.к.г}} \cdot 100, \%, \quad (2.26)$$

де $p_{\text{ср}}$ – середній тиск за цикл подачі розчину,

$$p_{\text{ср}} = \frac{p_{\text{max}} + p_{\text{min}}}{2}. \quad (2.27)$$

$k_{\text{к.з.с}}$, $k_{\text{к.з.г}}$ – коефіцієнти ефективності застосування площі поверхні замкненої камери під час акумулюючої дії на розчин та опору гумотканинної оболонки замкненої камери до моменту акумулювання розчину. За попередніми експериментальними дослідженнями з елементами замкненої камери: для замкненої камери комбінованого компенсатора збільшеного об'єму $k_{\text{к.з.с}} = 1,05$, $k_{\text{к.з.г}} = 1,01$, для замкненої камери комбінованого компенсатора пульсації тиску $k_{\text{к.з.с}} = 0,98$, $k_{\text{к.з.г}} = 0,99$.

В таблиці 2.3 наведені розрахункові дані пульсацій розчину в залежності від тиску.

Таблиця 2.3 – Порівняльні розрахункові значення пульсацій розчину в залежності від тиску.

p_{min} , МПа	p_{max} , МПа	Δp , МПа	p_{cp} , МПа	δ , %
Розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму				
1,0	1,130	0,130	1,065	12,2
2,0	2,300	0,200	2,150	14,0
3,0	3,600	0,600	3,300	18,2
4,0	5,180	1,180	4,590	25,7
Гідроприводний розчинонасос з комбінованим компенсатором пульсації тиску				
1,0	1,07	0,12	1,01	11,9
2,0	2,1	0,25	1,975	12,6
3,0	3,2	0,45	2,975	15,1
4,0	4,3	0,7	3,95	17,8

На рис. 2.9 представлені залежності зміни тиску розчину, що перекачується протягом, повного циклу роботи для розчинонасосів з комбінованими компенсаторами обох конструктивних рішень, що пропонуються, отримані за допомогою ПЕОМ з використанням системи рівнянь (2.25, 2.26, 2.27) при значеннях тиску $p_{01}=1$ МПа, $p_{02}=2$ МПа, $p_{03}=3$ МПа, $p_{04}=4$ МПа, за якими визначається ступінь пульсацій.

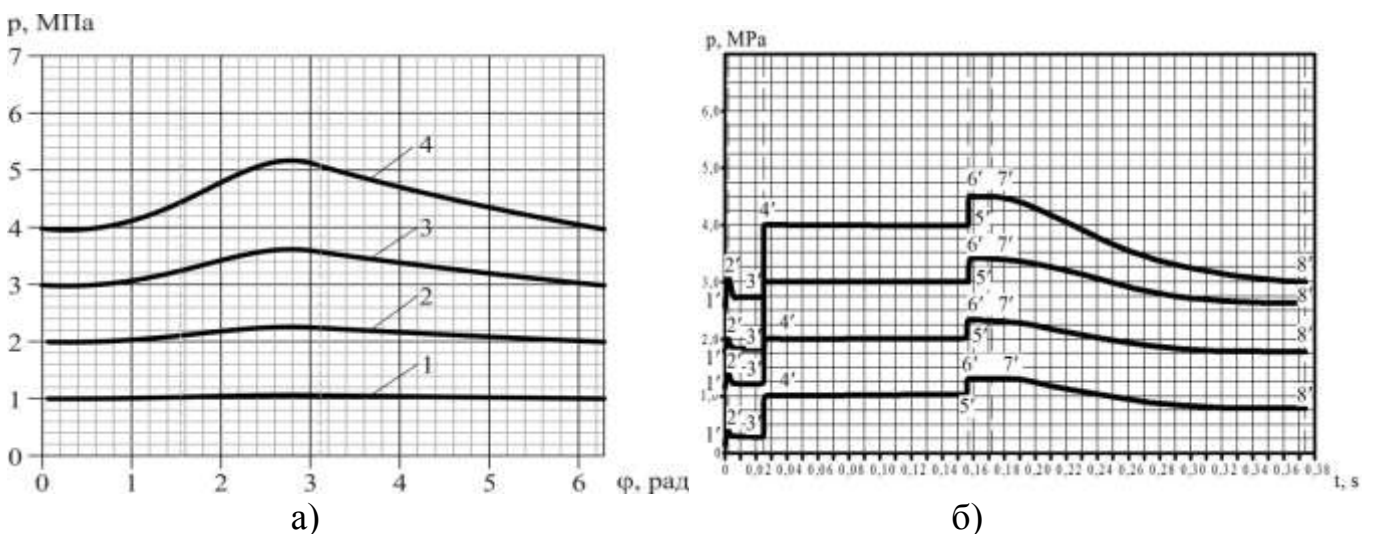


Рисунок 2.9 – Залежності тиску розчину $p = f(t)$ при подачі у трубопровід протягом циклу при 1 – $p_{01}=1$ МПа; 2 – $p_{02}=2$ МПа; 3 – $p_{03}=3$ МПа; 4 – $p_{04}=4$ МПа : а) для розчинонасоса з електромеханічним приводом; б) для розчинонасоса з гідравлічним приводом

Теоретичні залежності у розчинонасоса з електромеханічним приводом (рис. 2.9, а) [102, 104, 105] свідчить про те, що під час такту нагнітання тиск повітря в

компенсаторі починає зростати, досягає максимального рівня p_{max} при куті обертання кривошипа $\varphi_0 = -8,21^0$ до $\varphi_1 = 174,78^0$ і потім за рахунок дії об'єму повітря в компенсаторі рівномірно знижується до мінімального при $\varphi_1 = 174,78^0$ до $\varphi_2 = 351,79^0$ за деякий час до закінчення такту нагнітання, що відбувається за рахунок зміщення вісі вала кривошипа вниз відносно осі поршня. У розчинонасоса з гідравлічним приводом тільки на незначних (фаза 1'–4', 5'–7') ділянках під час перемикавання золотників відбуваються всплески тиску на протязі 0,02 с. В цілому під час такту нагнітання тиск подачі стабільний, а в такті всмоктування за рахунок компенсуючої дії об'єму повітря в досліджуваному компенсаторі рівномірно знижується, в результаті цього ступінь пульсацій розчинонасоса зменшується. Тільки при початковому тиску $p_{04} = 4$ МПа ефективність акумулювання компенсатором пульсації тиску розчину дещо знижується.

Ступінь зростання тиску в такті нагнітання значно залежить від рівня початкового тиску. Дійсно, при початковому тиску 1 МПа (рис. 2.6, а) його пульсація при роботі розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму становить 12,5%, а при $p_0 = 2$ МПа – 14,0%,. Під час роботи гідроприводного розчинонасоса з компенсатором збільшеного об'єму при 1 МПа (рис. 2.6, а) пульсація тиску становить 11,9%, а при $p_0 = 2$ МПа – 12,6%, що характеризує зниження пульсацій насоса.

При тиску $p_0 = 4$ МПа (рис. 2.6, б) ступінь пульсації знижується з 25,7% до 20,8% відповідно, що свідчить про ефективність роботи гідроприводного розчинонасоса з компенсатором збільшеного об'єму.

Це пояснюється тим, що в напівциклі нагнітання швидкість руху робочого органа постійна, а також сумарний обсяг V_0 стисненого повітря в камерах компенсатора на початку циклу прямо пропорційний сумарному приведену об'єму V_{np} і зворотно пропорційний початковому тиску повітря в цей час.

На рис. 2.10 при початковому тиску $p_0 = 2$ МПа, а для сумарного приведену об'єму повітря компенсатора $V_{комп} = 41, 47$ і 56 дм³ у розчинонасосів відбувається

зниження ступеня пульсацій.

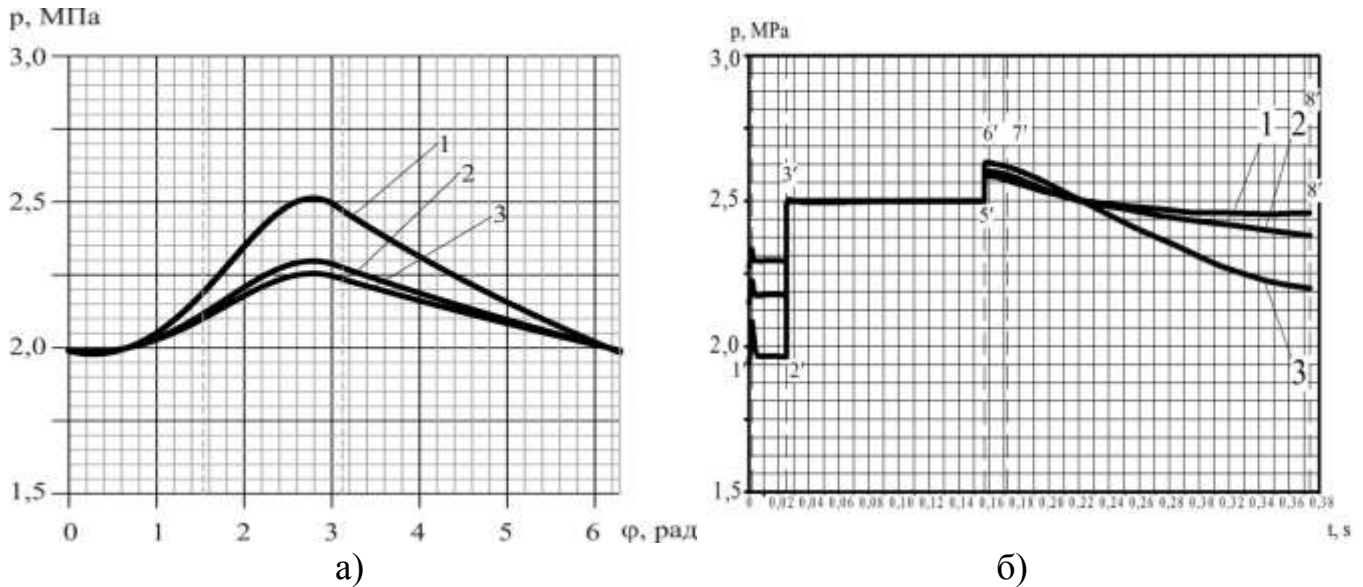


Рисунок 2.10 – Залежності тиску протягом циклу від сумарного приведенного об'єму повітря: а) для розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму; б) для гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму; 1 – $V_{комп1} = 41$ дм³, 2 – $V_{комп2} = 47$ дм³, 3 – $V_{комп3} = 56$ дм³.

Графічні залежності (рис. 2.10, б) свідчать про те, що в гідроприводному розчинонасосі відбувається зниження пульсацій тиску, при початковому тиску $p_0 = 2$ МПа, під час нагнітання розчину, в порівнянні з розчинонасосом з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму.

Гідроприводний розчинонасос з комбінованим компенсатором пульсації тиску вже при об'ємі компенсатора $V_{комп1} = 41$ дм³ забезпечує помірну пульсацію на рівні $\delta = 0,19$, що дозволить якісно проводити штукатурні роботи під час перекачування.

Також на відміну від електромеханічного привода при якому в кінці ходу поршня такту нагнітання його швидкість суттєво знижується і певний час не забезпечує високий рівень середньої подачі за цикл, а гідравлічний забезпечує постійний тиск подачі. Починаючи з цього моменту, подача розчину в нагнітальний трубопровід відбувається не тільки за рахунок нагнітання від поршня, але і за рахунок розширення стисненого повітря в компенсаторі. Такий процес спостерігається і в початковий момент такту нагнітання, що добре помітно на

залежностях з високим тиском ($p_0 = 3$ и 4 МПа).

За початковий рівень тиску було обрано $1,5...2,5$ МПа у зв'язку з тим, що є найбільш поширеним при виконанні штукатурних робіт.

З представлених теоретичних залежностей видно, що величина сумарного приведенного об'єму значно впливає на рівень коливання тиску протягом циклу роботи насоса. Але не залежно від приводу велике коливання тиску спостерігається тоді, коли наведений обсяг повітря становить менше 40 дм^3 . Із зазначених даних випливає, що для забезпечення помірного рівня пульсації подачі розчину на рівні $\delta = 0,2...0,25$ приведенний об'єм повітря в компенсаторі повинен бути не менше 41 дм^3 . Отже гідроприводний розчинонасос з комбінованим компенсатором пульсації тиску працюватиме ефективніше по відношенню до розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму.

2.3 Визначення об'єму ємності комбінованого компенсатора за роботою акумулювання розчину розчинонасоса

При проведенні аналізу наявних конструкцій розчинонасосів встановлено ряд переваг насосів із гідроприводом (рис. 2.5) 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 [40]. Проте аналіз розчинонасосів із гідроприводом, проведений за даними літературних джерел [1-5, 44, 48, 24, 25, 26, 40, 86-92, 98], 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.

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 камер 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 [47]

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{\Delta p}{p}, \quad (2.28)$$

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

$$\mu = \mu_0 \cdot \left(\frac{T_0 + C}{T + C} \right) \cdot \left(\frac{T}{T_0} \right)^{3/2}, \quad (2.29)$$

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

$$\mu = \mu_0 \cdot \left(\frac{T_0 - 273}{T + 273} \right)^n, \quad (2.30)$$

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

$$pV^n = \text{const} \text{ і } \frac{p}{\gamma^n} = \text{const}, \quad (2.31)$$

де n – показник політропи; при $n=1$ ізоtermний і при $n=k$ – адіабатний процеси.

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 ізоtermного 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. 2.11, комбінований компенсатор) на основі властивостей ідеальних газів характеризується законами Бойля-Маріотта і Гей-Люссака [47, 92].

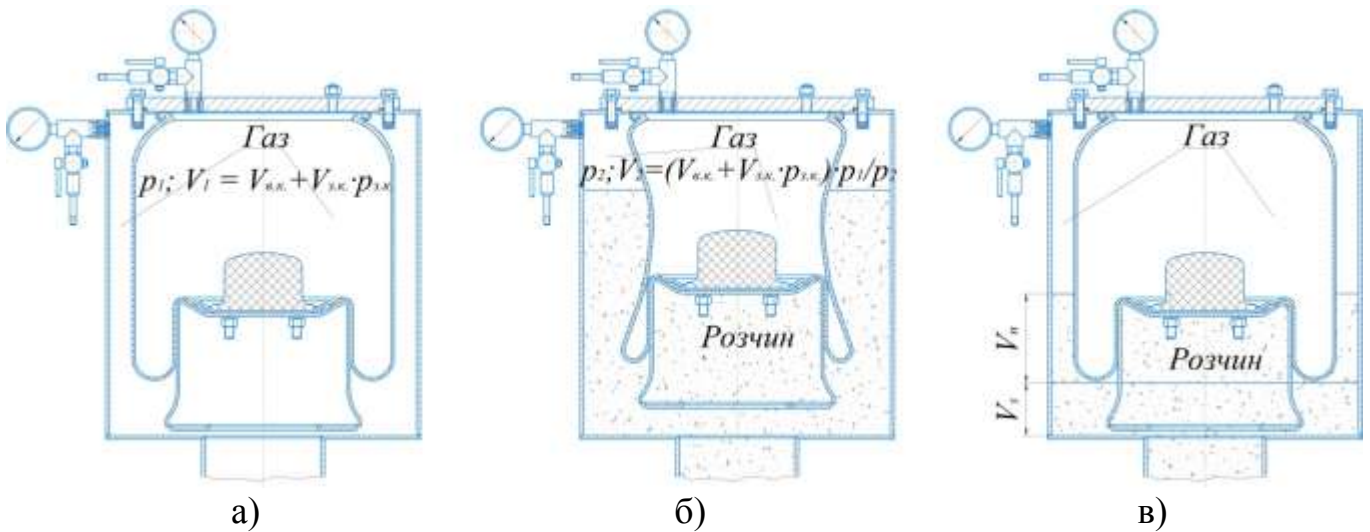


Рисунок 2.11 – Зображення роботи компенсатора: а) з початковим тиском у вільній камері; б) з тиском, який вище тиску у замкненій камері; в) процес стиснення газу від початкового $p_{ноч}$ до мінімального робочого p_{min}

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

А тому з урахуванням залежності (2.31) слідує для ізотермного процесу

$$V_2 = V_1 \frac{p_1}{p_2}; \quad p_2 = p_1 \frac{V_1}{V_2}; \quad (2.32)$$

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.

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

$$V'_{кор} = V_1 - V_2 = (V_{в.к.} + V_{з.к.} \cdot p_{з.к.}) - (V_{в.к.} + V_{з.к.} \cdot p_{з.к.}) \cdot \frac{p_1}{p_2}, \quad (2.33)$$

Підставивши в у залежність (2.33) маємо

$$V'_{кор} = V_1 \cdot \left(1 - \frac{p_1}{p_2}\right) = V_k \cdot \left(1 - \frac{p_1}{p_2}\right) = (V_{в.к.} + V_{з.к.} \cdot p_{з.к.}) \cdot \left(1 - \frac{p_1}{p_2}\right), \quad (2.34)$$

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

$$V'_{кор} = V_k \cdot \left(1 - \frac{p_{поч}}{p_{max}}\right) = (V_{в.к.} + V_{з.к.} \cdot p_{з.к.}) \cdot \left(1 - \frac{p_{поч}}{p_{max}}\right), \quad (2.35)$$

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 $p_{min} \triangleright p_{поч}$; 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

$$V'_{кор} = V_K \cdot \left(1 - \frac{P_{ноч}}{P_{min}}\right) = (V_{в.к.} + V_{з.к.} \cdot p_{з.к.}) \cdot \left(1 - \frac{P_{ноч}}{P_{min}}\right), \quad (2.36)$$

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

$$V_{кор} = V'_K - V_3, \quad (2.37)$$

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

$$\begin{aligned} V_{кор} = V'_K - V_3 &= (V_{в.к.} + V_{з.к.} \cdot p_{з.к.}) \cdot \left(1 - \frac{P_{ноч}}{P_{max}}\right) - \\ &= (V_{в.к.} + V_{з.к.} \cdot p_{з.к.}) \cdot \left(1 - \frac{P_{ноч}}{P_{min}}\right) = (V_{в.к.} + V_{з.к.} \cdot p_{з.к.}) \cdot \left(\frac{P_{ноч}}{P_{min}} - \frac{P_{ноч}}{P_{max}}\right), \end{aligned} \quad (2.38)$$

або

$$\frac{V_{кор}}{(V_{в.к.} + V_{з.к.} \cdot p_{з.к.})} = \frac{P_{ноч}}{P_{min}} - \frac{P_{ноч}}{P_{max}}, \quad (2.39)$$

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

$$\frac{V_{кор}}{V_2} = \frac{P_{max}}{P_{min}} - 1, \quad (2.40)$$

після підстановки

$$\frac{(V_{\text{в.к.}} + V_{\text{з.к.}} \cdot p_{\text{з.к.}}) \cdot \left(\frac{p_{\text{ноч}}}{p_{\text{min}}} - \frac{p_{\text{ноч}}}{p_{\text{max}}} \right)}{(V_{\text{в.к.}} + V_{\text{з.к.}} \cdot p_{\text{з.к.}}) \cdot \left(1 - \frac{p_{\text{ноч}}}{p_{\text{max}}} \right)} = \frac{p_{\text{max}}}{p_{\text{min}}} - 1, \quad (2.41)$$

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

$$V_2 = V_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} = V_{\text{в.к.}} + V_{\text{з.к.}} \cdot p_{\text{з.к.}} \cdot \left(\frac{p_{\text{ноч}}}{p_{\text{max}}} \right)^{\frac{1}{n}}; \quad (2.42)$$

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

Відповідно до цього будемо мати

$$\frac{V_{\text{кор}}}{V_{\text{к}}} = \left(\frac{p_{\text{ноч}}}{p_{\text{min}}} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_{\text{ноч}}}{p_{\text{max}}} \right)^{\frac{1}{n}}; \quad (2.43)$$

$$\frac{V_{\text{кор}}}{V_2} = \left(\frac{p_{\text{max}}}{p_{\text{min}}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1; \quad (2.44)$$

де n – показник політропи.

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

$$p_{\text{ноч}} = p_{\text{max}}^{\frac{1}{n}} \cdot p_{\text{min}}^{\frac{1}{n}} \quad \text{при } n=1 \quad p_{\text{ноч}} = p_{\text{min}} \quad (2.45)$$

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

$$A_{\text{ізотерм.}} = p_{\text{ноч}} \cdot V_{\text{кор}} \cdot \ln \frac{p_{\text{max}}}{p_{\text{ноч}}} \quad (2.46)$$

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

$$\begin{aligned}
 V_{кор} &= V_k \cdot \left[\frac{p_{ноч}}{p_1 \cdot p_2} \right]^{\frac{1}{n}} \cdot \left[\frac{1}{p_1^n} \frac{1}{p_2^n} \right] \cdot \left[\frac{T_2}{T_1} \right]^{\frac{1}{n}} = \\
 &= (V_{в.к.} + V_{з.к.} \cdot p_{з.к.}) \cdot \left(\frac{p_{ноч}}{p_{min}} - \frac{p_{ноч}}{p_{max}} \right) \left[\frac{p_{ноч}}{p_1 \cdot p_2} \right]^{\frac{1}{n}} \cdot \left[\frac{1}{p_1^n} \frac{1}{p_2^n} \right] \cdot \left[\frac{T_2}{T_1} \right]^{\frac{1}{n}}
 \end{aligned} \quad (2.47)$$

де V_k – конструктивний (повний) об'єм компенсатора; $p_{ноч}$ 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

Залежності (2.45), (2.47) показують, що корисна ємність (енергоємність) $V_{кор}$ компенсатора залежить за всіх інших рівних умов від відношення $\frac{p_{ноч}}{p_{max}}$ і для даного

p_{max} – від величини початкового тиску $p_{ноч}$ зарядки компенсатора газом.

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

Залежностями (2.45) і (2.47) 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 невикористовуваний обсяг розчину, обумовлений переохолодженням газу при розширенні).

2.4 Визначення ступеня пульсацій при подачі розчину розчинонасосом залежно від тиску подачі

Відповідно даним табл. 2.3 рис. 2.9 проведено аналіз руху розчину по трубопроводах з урахуванням тиску, що має місце при виході з нагнітального патрубку.

Розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму (рис. 2.1) та гідроприводний розчинонасос комбінованим компенсатором пульсації тиску (рис. 2.2) відповідно припущенню повинні забезпечувати подачу розчину в нагнітальний трубопровід у тактах всмоктування й нагнітання однаковими об'ємами розчину.

Пояснюється це тим, що робочий тиск подачі 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 максимального до мінімального.

Це припущення дає можливість вважати, що одна частина дійсного робочого об'єму поршня витрачається в такті нагнітання на подачу розчину в трубопровід, а друга його частина – поступає в циліндричну камеру комбінованого компенсатора, зменшуючи в ньому пропорційно об'єм стиснутого повітря та підвищуючи рівень його тиску.

Отже об'єм розчину має бути поданим протягом такту всмоктування за рахунок дії компенсатора і дорівнювати половині дійсного робочого об'єму поршня

$$V_{p\partial} = \frac{\pi}{8} \cdot D_n^2 \cdot h \cdot \eta_{об}, \quad (2.48)$$

де D_n – діаметр поршня; h – хід поршня; $\eta_{об}$ – об'ємний ККД розчинонасоса.

Об'єм розчину, що підлягає компенсації $\Delta V = \frac{V_{p\partial}}{2}$, дм^3 .

Величина пульсації тиску δ визначається за формулою (2.27) [104, 105].

У відповідності з конструктивними параметрами комбінованих компенсаторів визначається ступінь пульсації тиску розчину за таких умов: попередній тиск закачаного стиснутого повітря у замкненій камері $p_{cm} = 0,5; 0,7; 1,0$ МПа; тиск розчину на початок циклу роботи розчинонасоса –

$$p_{min} = p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{V_1},$$

$p_0 = p_{min} = 1,0; 2,0; 3,0$ МПа.

Об'єм повітря в комбінованому компенсаторі визначається залежністю

$$V_{комп} = V_{ук} + V_{зк} \cdot \frac{p_{зк}}{p_{атм}}, \quad (2.49)$$

де $V_{ук}$ – об'єм вільного повітря в циліндричній камері компенсатора дм^3 ;
 $V_{зк}$ – об'єм стиснутого повітря в замкненій камері компенсатора, дм^3 ; $p_{зк}$ – тиск стиснутого повітря в замкненій камері, МПа.

Сумарний об'єм стиснутого повітря в обох камерах на початок циклу роботи розчинонасоса визначається залежністю

$$V_1 = p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{p_{min}}, \text{ дм}^3. \quad (2.50)$$

Максимальний тиск в вільній та замкненій камерах компенсатора за цикл визначається за виразом

$$p_{max} = p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{V_1 - \Delta V} = p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{p_{min}} - \Delta V}, \text{ МПа}, \quad (2.51)$$

де ΔV – об'єм розчину, який витискається з циліндричної камери компенсатора у такті всмоктування за рахунок його дії. А саме для розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму $\Delta V \approx 0,203 \text{ дм}^3$, для гідроприводного розчинонасоса $\Delta V \approx 0,182 \text{ дм}^3$.

Відповідно отриманим залежностям (2.49), (2.50), (2.51), визначаються числові значення ступеню пульсації, котрі приведені в табл. 2.4, а їх залежності від середнього тиску в розчинонасосах приведені на рис. 2.12.

Так, при акумулюючій дії тільки вільного повітря, яке знаходиться в вільній камері та приведене до об'єму 5 дм^3 , вже при тиску 1 МПа спостерігаються досить значні пульсації тиску (поз. 4, рис. 2.12) та сягає приблизно 9% та 7% відповідно.

Але, якщо тиск подачі перевищить рівень тиску повітря в замкненій камері відбувається суттєве зниження пульсації (поз. 3, рис. 2.12) за рахунок збільшення об'єму компенсатора (поз. 4, рис. 2.12, б) пульсації тиску в робочому стані вільної камери вже при тиску $p_1 = 1,0$ МПа відповідають близько 5% і 4% відповідно.

Таблиця 2.4 – Ступінь пульсацій подачі розчину по трубопроводу в залежності від тиску з урахуванням умов роботи компенсаторів

Тиск в замкненій камері компенсатора p , МПа	$V_{комп}$, дм ³	p_{min} , МПа	V_1 ; дм ³	$V_1 - \Delta V$, дм ³	p_{max} , МПа	p_{cp} , МПа	δ , %
Розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму							
0,5	41	1,0	4,10	3,90	1,05	1,03	5,09
		2,0	2,05	1,85	2,22	2,11	10,45
		3,0	1,37	1,16	3,53	3,26	16,09
0,7	47	1,0	4,70	4,50	1,05	1,02	4,43
		2,0	2,35	2,15	2,19	2,10	9,06
		3,0	1,57	1,36	3,448	3,224	13,90
1,0	56	1,0	5,60	5,40	1,038	1,019	3,70
		2,0	2,80	2,60	2,157	2,078	7,55
		3,0	1,87	1,66	3,367	3,184	11,54
Гідроприводний розчинонасос з комбінованим компенсатором пульсації тиску							
0,5	41	1,0	4,10	3,922	1,045	1,03	4,4
		2,0	2,05	1,872	2,19	2,095	9,07
		3,0	1,37	1,192	3,44	3,22	13,66
0,7	47	1,0	4,70	4,522	1,039	1,02	3,82
		2,0	2,35	2,172	2,164	2,082	7,88
		3,0	1,57	1,392	3,376	3,188	11,79
1,0	56	1,0	5,60	5,422	1,033	1,017	3,24
		2,0	2,80	2,622	2,136	2,068	6,58
		3,0	1,87	1,692	3,310	3,155	9,83

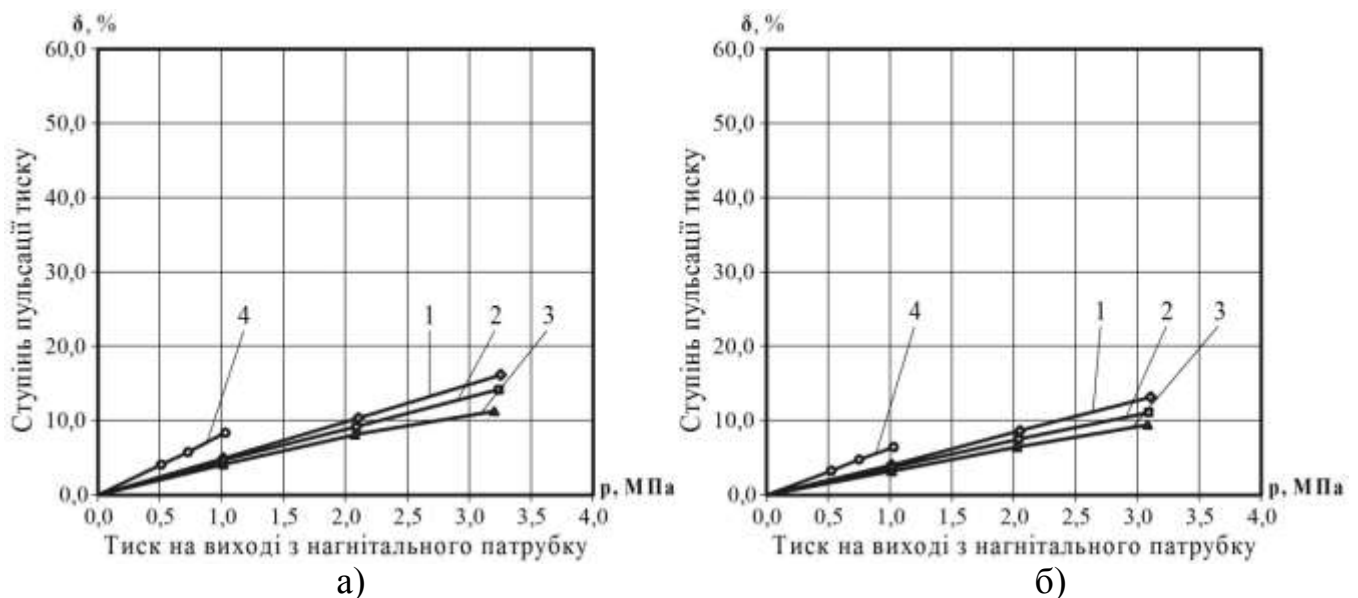


Рисунок 2.12– Залежність ступеня пульсацій від тиску розчину: а) з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму; б) гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску. Акумулявання розчину здійснюється за рахунок об'єму повітря в вільній та замкненій камерах при тисках: 1 – $p_1 = 0,5$ МПа; 2 – $p_2 = 0,7$ МПа; 3 – $p_3 = 1,0$ МПа; тільки під дією циліндричної камери 4 – $p_4 \approx 0,1$ МПа

Зниження пульсацій пояснюється підключенням до акумулюючої дії комбінованого компенсатора пульсації тиску повітря замкненої камери з попередньо стиснутим повітрям (поз. 1, 2, 3 рис. 2.12) та з врахуванням конструкції. Залежності (рис. 2.12, б) свідчать про зниження ступеня пульсацій у гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску по відношенню до розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму, за рахунок постійної швидкості поршня, яка стабілізує тиск подачі розчину та швидкість руху кульок всмоктувального та нагнітального клапанів, що зменшує зворотні витоки.

Отже рівень ступеня пульсацій подачі розчину головним чином залежить: від постійної швидкості руху робочого органа, величини приведенного об'єму компенсуючого пристрою та ефективності акумулюючої дії замкненої камери, робота якої частково залежить від коефіцієнта $k_{к.з.с}$, $k_{к.з.г}$. Високий рівень ступеня пульсацій тиску подачі розчину спостерігається тоді, коли об'єм повітря компенсатора становить до 10 дм³ (рис. 2.12). Теоретичні дослідження вказують на те, що при приведеному об'ємі повітря в компенсаторі не менше 41 дм³ забезпечується помірний рівень ступеня пульсацій тиску подачі розчину. До того ж гідроприводний розчинонасос маючи постійну швидкість руху робочого органа, робить постійним тиск подачі у такті нагнітання, а завдяки достатньому об'єму повітря у компенсаторі і у такті всмоктування акумулює падіння тиску, що в кінцевому результаті рівень пульсацій не перевищує 14% при середньому тиску подачі $p = 3,0$ МПа.

2.5 Аналіз процесу виникнення тиску подачі розчину у гідравлічній частині гідроприводного розчинонасоса методом комп'ютерного моделювання

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

Для підтвердження отриманих залежностей роботи та доведення ефективності роботи розчинонасоса виконано тривимірне моделювання за методом кінцевих

елементів. Критеріями обрано миттєві тиски подачі розчинонасосом, рухомість розчину П9, як структурованої рідини, та приведений до атмосферного тиску об'єм вільної та замкненої камери (рис. 2.13-2.20).

Відповідно

$$\begin{aligned}
 V_{\text{комп}} &= \left(V_{\text{в.к.}} + \frac{p_{\text{з.к.}} \cdot V_{\text{з.к.}}}{p_{\text{атм}}} \right) \cdot p_{\text{ср}} = \left((V_{\text{заг}} - V_{\text{з.к.}}) + \frac{p_{\text{з.к.}} \cdot V_{\text{з.к.}}}{p_{\text{атм}}} \right) \cdot p_{\text{ср}} = \\
 &= \left(\left(\frac{\pi \cdot R_{\text{в.к.}}^2}{4} \cdot H_{\text{в.к.}} - \frac{\pi \cdot R_{\text{з.к.}}^2}{4} \cdot H_{\text{з.к.}} \right) + \frac{p_{\text{з.к.}} \cdot V_{\text{з.к.}}}{p_{\text{атм}}} \right) \cdot p_{\text{ср}} = \\
 &= \left(\left(\frac{3,14 \cdot 4,1^2}{4} \cdot 3,6 - \frac{3,14 \cdot 2,8^2}{4} \cdot 2,5 \right) + \frac{0,2 \cdot 10 \cdot 15,4}{0,1 \cdot 10} \right) \cdot 1,2 \cdot 10 = 62,88 \text{ дм}^3
 \end{aligned}$$

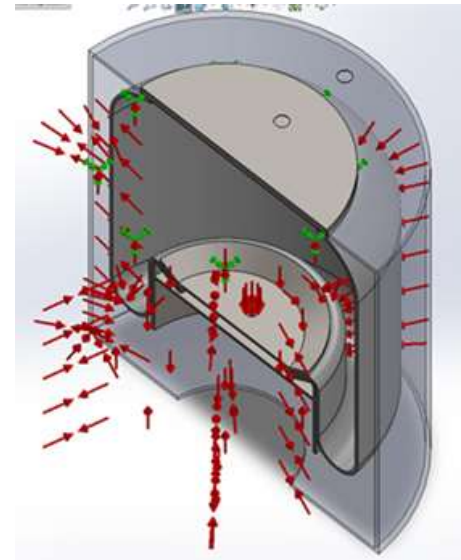
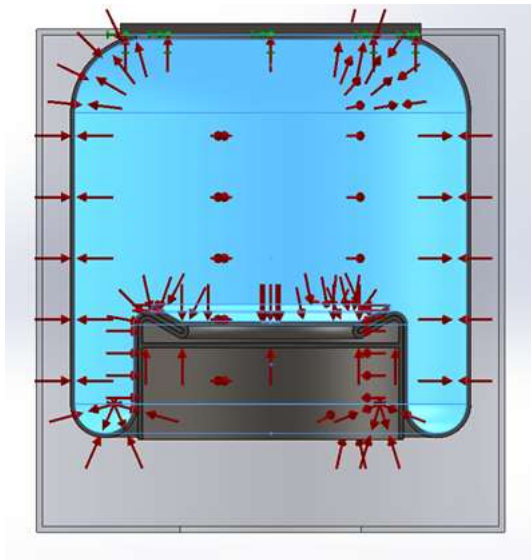


Рисунок 2.13 – Початкові умови тиску розчину в комбінованому компенсаторі при $p = 0,1$ МПа, об'єм комбінованого

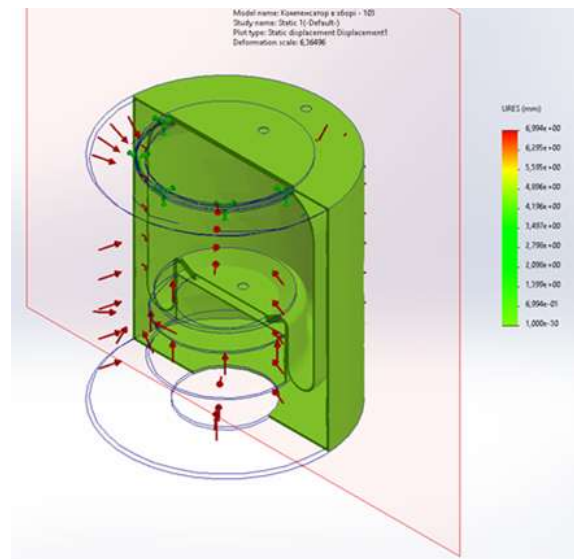
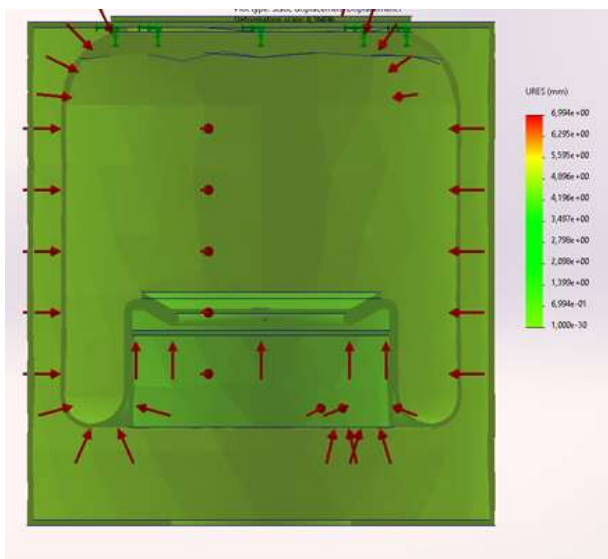


Рисунок 2.14 – Початкові умови тиску подачі розчину в комбінованому

компенсаторі при $p = 0,4$ МПа

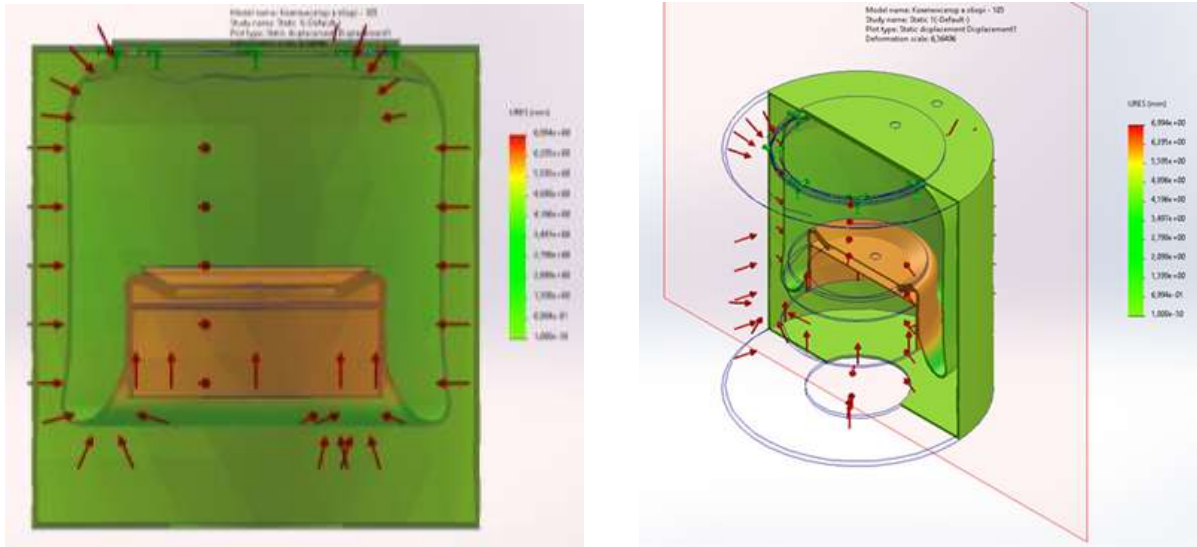


Рисунок 2.15 – Початкові умови тиску подачі розчину в комбінованому компенсаторі при $p = 1,2$ МПа

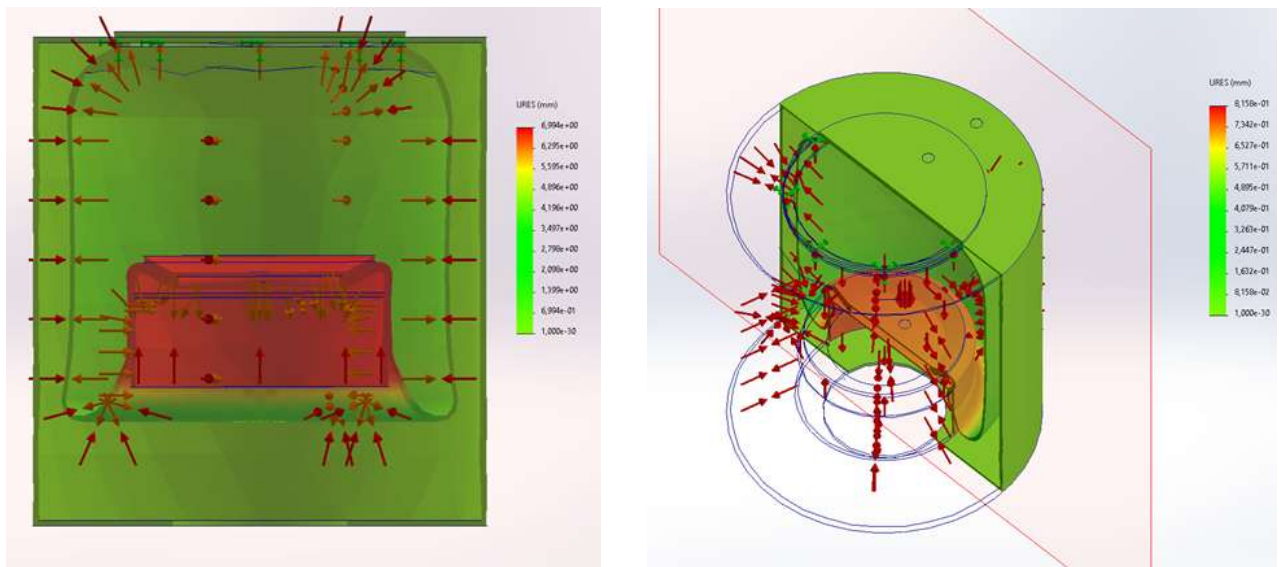


Рисунок 2.16 – Початкові умови тиску подачі розчину в комбінованому компенсаторі при $p = 2,0$ МПа

Результати моделювання процесу акумулювання структурованого розчину вказують на те, що при низьких тисках подачі $p = 0,4$ МПа рис. 2.14 акумулює тільки вільна камера компенсатора, причому зміна об'єму вільної камери зменшується пропорційно зростанню тиску подачі. Для збільшення компенсаційного об'єму в даному вирадку передбачено кран підкачки повітря за для забезпечення збільшення акумулюючого об'єму вільної камери $V_{в.к.}$ в діапазоні тисків $p = 0,4...0,7$ МПа.

При зростанні тиску подачі $p = 1,2$ МПа з рис. 2.15 відбувається акумулювання структурованого розчину обома камерами вільною і закненою. При чому замкнена камера маючи початковий тиск $p = 0,2$ МПа здійснює акумулювання розчину при тиску вище $p = 0,2$ МПа, зменшуючись в об'ємі. Але зміна об'єму не прямо пропорційна зростанню тиску подачі, а дещо менше за рахунок внутрішнього зростання тиску в самій замкненій камері, а також опору матеріалу оболонки камери.

При зростанні тиску подачі $p = 2,0$ МПа з рис. 2.17 видно, що вплив тиску сконцентровується в нижній частині замкненої камери (обмежувального буфера), яка деформується змінює своє вертикальне положення. Також варто зазначити, що при таких умовах акумулювання бокові стінки закненої камери практично не змінили своєї форми. Це пояснюється зростаючою деформацією нижньої поверхні замкненої камери через прямий потік розчину (структурованого в'язкопластичного середовища), що на фоні зростання тиску, як зовнішнього у вільній камері, так і внутрішнього у замкненій камері частково деформує бокову поверхню назовні. Тому акумулюючий вплив на розчин відбувається за рахунок витиснення розчину в нагнітальний тракт під час такту всмоктування і падінні рівня тиску подачі в пешу чергу нижньою поверхнею замкненої камери і частково боковою.

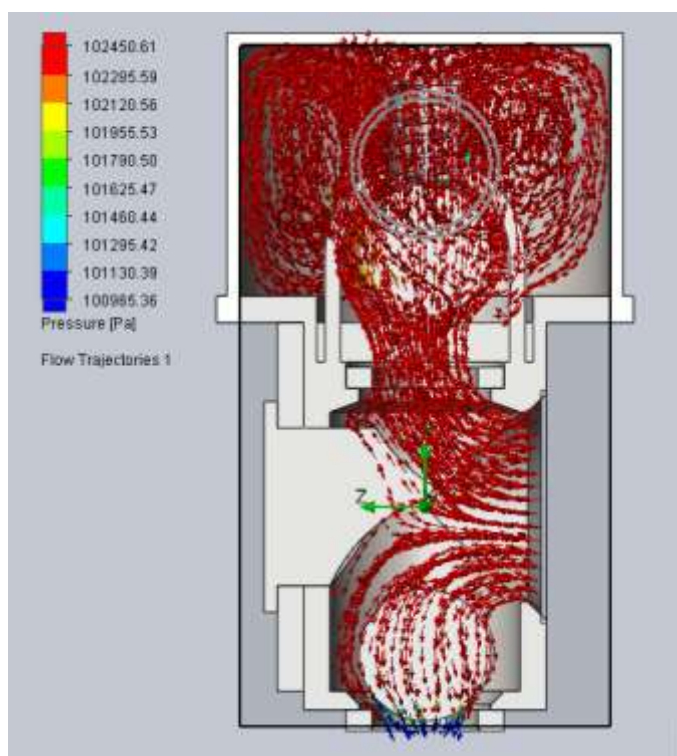


Рисунок 2.17 – Зображення процесу розподілення тиску у робочій камері

Результати моделювання рис. 2.17 процесів у робочій камері вказують на те, що розділення тиску під час руху поршня в такті нагнітання практично рівномірне окрім різкого падіння тиску у сідлі всмоктувального клапана, який з миттєвим запізненням рухається до сидла 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 патрубка тиск зменшується пропорційно зменшенню опору потоку розчину.

2.6 Визначення раціональної висоти підйому кульки клапанів залежно від величини ступенів пульсацій тиску розчину

Закон руху кульки клапана [66, 69] дозволить визначити час її опускання з висоти підйому h до сидла та оцінити величини зворотних витоків $\Delta V_{кл}$ при закритті клапана

$$\Delta V_{кл} = F_n \cdot S_n(t_{з.кл}), \quad (2.52)$$

де $F_n = \frac{\pi}{2} \cdot D_n^2$ – площа поршня; $S_n(t_{з.кл})$ – переміщення поршня за час закриття клапана, залежно від закону руху поршня, м; t_z – час закриття клапана.

Величина h_p [66, 69] відстань, яку кулька проходить разом з розчинною сумішшю визначається наступним чином

$$h_p = h - h_m, \quad (2.53)$$

де h – максимальна висота підйому кульки клапана, м;

h_m – відстань, що проходить кулька відносно розчинної суміші під дією сили тяжіння, м.

Також відстань h_p [66, 69] пов'язана з величиною ходу поршня залежністю

$$h_p = \frac{D_n^2}{d_{\kappa}^2} \cdot S_n(t_{з.кл}), \quad (2.54)$$

де t_z – час, який відповідає моменту закриття клапана, с.

Виразивши величину h_m [66, 69] в виразі як добуток швидкості на час, отримаємо

$$h_m = v_m \cdot t_{з.кл}, \quad (2.55)$$

де v_m – швидкість занурення кульки клапана в розчинній суміші, м/с;

$t_{з.кл}$ – час опускання кульки клапана на закриття, с.

Час опускання кульки клапана $t_{з.кл}$ можна поєднати з ходом поршня H_n

$$t_{з.кл} = \frac{60}{n} \cdot \frac{H_n}{t_{цикл}} = \frac{30 \cdot H_n}{0,5 \cdot t_{цикл} \cdot n}, \quad (2.56)$$

де n – число ходів поршня, с⁻¹.

Тоді, використовуючи формули (2.54) та (2.56), залежність матиме вигляд

$$h_p = h - v_m \cdot \frac{30 \cdot H_n}{0,5 \cdot t_{цикл} \cdot n} \quad (2.57)$$

Щоб знайти $t_{з.кл}$, необхідно порівняти вирази (2.54) та (2.57)

$$h - v_m \cdot \frac{30 \cdot H_n}{0,5 \cdot t_{цикл} \cdot n} - \frac{D_n^2}{d_k^2} \cdot (-(F_m + m \cdot g) + P(t) \cdot (S - S')) = 0. \quad (2.58)$$

Величину H_n знаходимо за допомогою комп'ютерної програми математичного моделювання Mathcad 15 та задавши значення параметрів встановлюємо залежність зворотних витоків розчину через сідла всмоктувального та нагнітального клапанів. А в аналітичному вигляді із залежності це зробити досить складно так як рівняння громіздке для проведення безпосередніх розрахунків. (рис. 2.18).

Підставляючи значення часу $t_{з.кл}$ до залежності (2.54), отримуємо значення h_p – шлях, який кулька клапана рухається разом з розчинною сумішшю – 0,015 м. Підставивши значення до залежності остаточно визначаємо величину витоків під час нагнітання $\Delta V_{вс.кл}$ в розмірі 0,036 м³.

Також можна знайти об'єм витоків (без врахування величин $V_{кл}$ та Q_B), проінтегрувавши залежність визначення швидкості витоків через гніздо клапана від початку відліку координат до значення часу опускання кульки на сідло клапана $t_з$.

Втрати розчину в (м³/с) через сідло клапана визначаються, як добуток швидкості поршня $v_n(t)$ на площу отвору сідла та залежно від коефіцієнта, котрий

враховує відношення площ поршня та сідла $\frac{D_n^2}{d_c^2}$

$$\Delta V_{кл} = v_n(t) \cdot \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \cdot \frac{D_n^2}{d_c^2} = v_n(t) \cdot \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \quad (2.59)$$

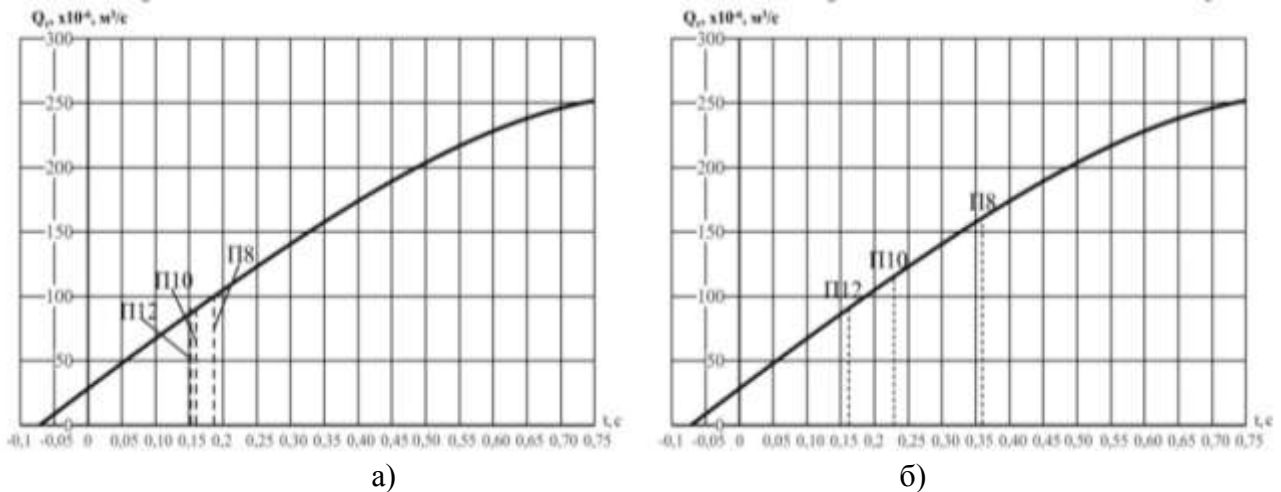


Рисунок 2.18 – Залежність втрати розчинної суміші через сідло нагнітального (а) всмоктувального (б) клапанів гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску: залежно від кута повороту кривошипа для електромеханічного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму при перекачуванні розчинів рухомістю П8, П10, П12; залежно від часу циклу гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску при перекачуванні розчинів рухомістю П8, П10, П12

Остаточні залежності для визначення об'єму витоків через всмоктувальний та нагнітальний клапани в такті нагнітання матиме вигляд

$$\begin{aligned} 0 \leq t_{3M} \leq t_{вс}, \Delta V_{вс.кл} &= \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \cdot \int_0^{\varphi_3} \left(\frac{Q_0}{S' - S_1 + S'_1} \right) dt - \\ &\quad - \pi \left(R_k - \sqrt{R_k^2 - r_c^2} \right)^2 \cdot \left(R_k - \frac{R_k - \sqrt{R_k^2 - r_c^2}}{3} \right) + Q_B \\ t_{вс} \leq t_{3M} \leq t_{н2}, \Delta V_{нг.кл} &= \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \cdot \int_0^{\varphi_3} \left(\frac{Q_0}{S - S'} \right) dt - \\ &\quad - \pi \left(R_k - \sqrt{R_k^2 - r_c^2} \right)^2 \cdot \left(R_k - \frac{R_k - \sqrt{R_k^2 - r_c^2}}{3} \right) + Q_K - \Delta V_{np}, \end{aligned} \quad (2.60)$$

де Q_K – об'єм розчину у циліндричній камері компенсатора, що впливає на клапан;
 ΔV_{np} – зменшення об'єму від пружного елементу клапана.

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

$$\Delta V = S_{\bar{o}} \cdot \frac{1}{\cos \psi} \cdot S_n(t_{з.кл}), \quad (2.61)$$

де $S_{\bar{o}}$ – величина бокової поверхні відкривання 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

$$\begin{aligned} \Delta Q_{вс.кл} &= \rho \cdot v_{p.к.} \cdot S_n - \rho \cdot v_c \cdot S_{\bar{o}} = \rho \cdot v_n \cdot \frac{1}{\cos \beta} \cdot \frac{D_n^2}{d_{p.к}^2} \cdot S_n - \rho \cdot v_n \cdot \frac{1}{\cos \beta} \cdot \frac{D_n^2}{d_c^2} S_{\bar{o}} = \\ &= \rho \cdot v_{p.к.} \cdot S_n - \rho \cdot v_c \cdot S_{\bar{o}} = \rho \cdot \frac{Q_0}{S - S'} \cdot \frac{1}{\cos \beta} \cdot \frac{D_n^2}{d_{p.к}^2} \cdot S_n - \rho \cdot \frac{Q_0}{S - S'} \cdot \frac{1}{\cos \beta} \cdot \frac{D_n^2}{d_c^2} S_{\bar{o}} \end{aligned} \quad (2.62)$$

Після перетворень маємо

$$\Delta Q_{вс.кл} = \frac{\pi \cdot \rho \cdot D_n^4}{\cos \beta} \cdot \left(\frac{Q_0}{S - S'} \right) \cdot \left(\frac{D_n^2}{4 \cdot d_{p.к}^2} - \frac{R_{\kappa}}{d_c^2} \cdot \frac{h^2 + 2 \cdot h \cdot \sqrt{R_{\kappa}^2 - r_c^2}}{\sqrt{r_c^2 + \left(h + \sqrt{R_{\kappa}^2 - r_c^2} \right)^2}} \right), \quad (2.63)$$

де – $S_n(t_{з.кл})$ – переміщення поршня за час закриття клапана, яке характеризується законом руху поршня, м; $t_{з.кл}$ – час закриття клапана.

Встановлено залежно від закону руху поршня, рухомості розчину П8, П10, П12, залежності руху кульок нагнітального та всмоктувального клапана гідроприводного однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску рис. 2.19.

На основі залежностей, (2.54), (2.55), (2.56), (2.58), та розрахунків проведених у п. 2.3 щодо визначення раціональної висоти підйому клапана в табл. 2.5 і на рис. 2.20 наведено залежність ступеня пульсацій тиску розчинної суміші в залежності від висоти підйому всмоктувального та нагнітального клапана при перекачуванні розчинів різної рухомості.

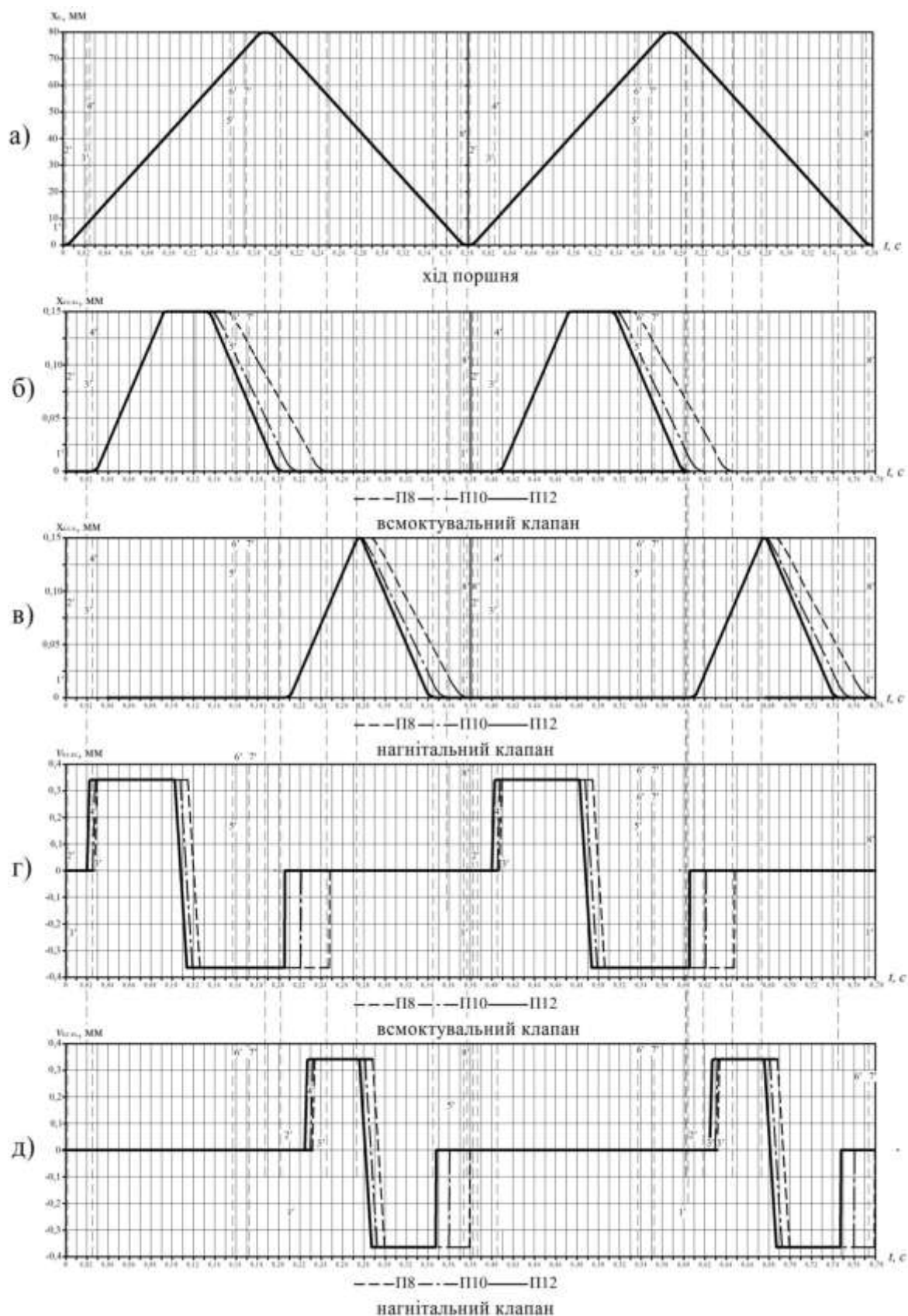


Рисунок 2.19 – Залежності руху поршня та кульок нагнітального та всмоктувального клапана гідроприводного однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску залежно від рухомості розчину П8, П10, П12

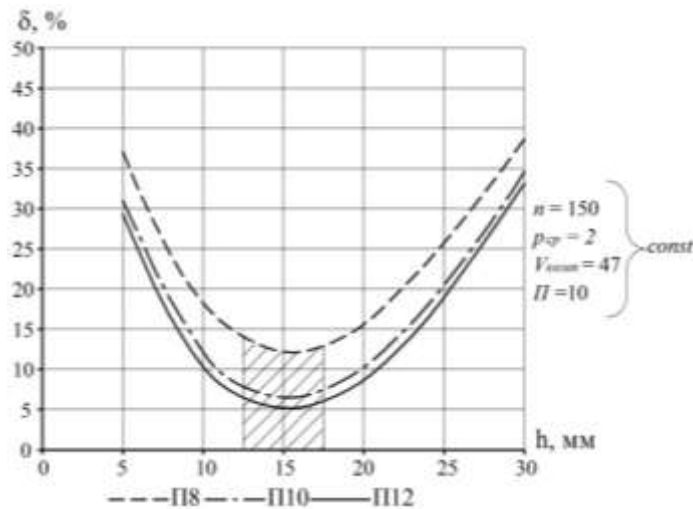


Рисунок 2.20 – Залежності ступеня пульсації тиску розчинної суміші від висоти підйому всмоктувального та нагнітального клапанів

Таблиця 2.5 – Ступінь пульсацій залежно від висоти підйому кульок нагнітального та всмоктувального клапанів під час перекачування розчинів різної рухомості

Число подвійних ходів поршня n , хв^{-1}	Середній тиск подачі p_{cp} , МПа	Об'єм компенсатора $V_{комп}$, дм^3	Рухомість розчину, Π , см	Висота підйому клапана всмоктувального та нагнітального h , мм	δ , %
Гідроприводний розчинонасос з комбінованим компенсатором пульсації тиску					
150	2,0	47	8	5	36,54
				10	18,22
				15	12,79
				20	15,12
				25	25,32
				30	38,09
			10	5	31,03
				10	12,05
				15	6,92
				20	10,04
				25	20,89
				30	34,61
			12	5	29,03
				10	10,04
				15	5,08
				20	8,13
				25	18,22
				30	33,23

*Сірим кольором позначені раціональні висоти підйому кульок всмоктувального та нагнітального клапанів і мінімальні рівні ступеня пульсацій

Залежності (рис. 2.20) вказують на те, що ступінь пульсацій при перекачуванні розчинів рухомістю від $\Pi 8$ до $\Pi 12$ см у розчинонасосі буде мінімальним при

встановленні всмоктувального і нагнітального клапанів з висотою підйому в діапазоні 12 – 18 мм.

Раціональна висота пояснюється визначенням підклапанним простором близько 1260 мм² (див. РОЗДІЛ 4 п. 4.2.2), всмоктувального та нагнітального клапана, що забезпечать, як високу всмоктувальну здатність і заповнення всмоктувальної камери, так і швидке спрацювання мінімізуючи зворотні витоки розчину.

Збільшення висоти підйому кульок клапанів вище $h=15$ мм при постійній швидкості робочого органа призведе до зростання зворотних витоків через клапани, особливо вони суттєві через всмоктувальний клапан та під час перекачування розчинів зниженої рухомості, що призведе до зростання ступеня пульсацій тиску подачі.

2.7 Визначення об'ємного ККД однопоршневого гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску

Об'ємний ККД можна представити такою залежністю

$$\eta_{об} = 1 - \left[\left(\frac{\Delta V_1 + \Delta V_2}{V_p} \right) - \frac{\Delta V_3}{V_p} - \frac{\Delta V_4}{V_p} \right]. \quad (2.64)$$

За цикл роботи насоса теоретична подача буде рівна робочому об'єму розчину за повний хід поршня, а дійсна – рівна різниці між об'ємом розчину за повний хід поршня і сумарними втратами розчину за цикл

$$V_p = \left(\frac{\pi}{4} \cdot D_n^2 \cdot h \right) - \Delta V, \text{ дм}^3, \quad (2.65)$$

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

Сумарні втрати розчину за цикл визначаються як

$$\Delta V = \Delta V_1 + \Delta V_2 + \Delta V_3 + \Delta V_4, \text{ дм}^3, \quad (2.66)$$

де ΔV_1 – втрати від недозаповнення під час всмоктування розчину у всмоктувальну камеру; ΔV_2 – втрати розчину від зворотних витоків через кульові всмоктувальний та нагнітальний 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 в такті всмоктування.

Складові втрат розчину ΔV_1 і ΔV_2 детально розглянуті у наукових працях [35-39, 41], але витрати розчину від його стискування ΔV_3 на даний не повністю досліджено.

Головна причина, за якою при зростанні тиску буде знижуватися рівень об'ємного ККД розчинонасоса, полягає у тому, що будівельні розчини містять у своєму складі вільне повітря у вигляді дуже дрібних пухирців, які при зростанні тиску вище атмосферного стискаються. Причому, рівень такого стискування [41] залежить не тільки від підвищеного зовнішнього тиску, але й від рухомості розчинів, оскільки вміст вільного повітря в розчинах залежить від структури розчину між заповнювачем в'язучим та водою.

У всмоктувальній камері розчинонасоса в такті нагнітання відбувається поступове стискування розчину та зменшення відносного об'єму, який він займав при атмосферному тиску. Але подача розчину через нагнітальний клапан почнеться лише тоді, коли тиск у робочій камері сягне рівня тиску перевищення тиску в циліндричній камері та на виході з нагнітального клапана і почнеться момент зсуву стовпа розчину та відкриття нагнітального клапана. Тому в нагнітальний трубопровід буде подано лише ту частину перекачуваного середовища, що дорівнює дійсному робочому об'єму поршня. При цьому робочий об'єм поршня буде зменшений на об'єм розчину під максимальним тиском у всмоктувальній камері до початку його нагнітання в трубопровід.

Розчин, що під тиском перетік у трубопровід, на виході з нього знову розшириться до вихідного об'єму, а величина стискування розчину, що заповнює так званий "шкідливий" об'єм робочої камери буде визначати втрати перекачуваного середовища за один цикл внаслідок його стискування під дією тиску нагнітання.

З наведеного механізму випливає, що величина втрат розчину ΔV_3 спричинена відносним стискуванням повітря у будівельних розчинах, зростаючим тиском нагнітання та величиною шкідливого об'єму всмоктувальної камери насоса.

Отже, втрати розчину ΔV_3 від стискуваності повітря в розчині можна визначити залежністю

$$\Delta V_3 = \varepsilon_{cm} \cdot V_{шк}, \text{ дм}^3, \quad (2.67)$$

де ε_{cm} – відносне стискування розчину певної рухомості при даному тиску може бути визначено за залежністю

$$\varepsilon_{cm}(p) = \frac{\Delta V_{cm}}{V_{роз}} \cdot 100 = \left[\frac{V_{0нов}}{V_{роз}} - \left(\frac{V_{0нов}}{V_{роз}} - k \cdot \frac{V_{вод}}{V_{роз}} \cdot \left(\frac{p}{p_0} - 1 \right) \right) \cdot \frac{p_0}{p} \right] \cdot 100\%, \quad (2.68)$$

де $V_{0нов}$ – об'єм нерозчиненого повітря в розчині при атмосферному тиску;
 $V_{роз}$ – робочий об'єм поршня, дм^3 ; $V_{шк}$ – шкідливий об'єм робочої камери, дм^3

$$V_{шк} = V_{в.к.} - V_{д.с.} - V_{сп.вс.} = \frac{\pi \cdot D_{в.к.} \cdot H_{вс.к.}}{4} - \frac{\pi \cdot D_{д.с.} \cdot H_{вс.к.}}{4} - V_{сп.вс.}, \quad (2.69)$$

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; $H_{вс.к.}$ – висота всмоктувальної камери

$$\Delta V_4 = V_{роз.н} - V_{роз.он}, \quad (2.70)$$

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.

Останні дві величини залежності (2.89) здійснюють вплив тиску розчину на рівень об'ємного ККД розчинонасоса.

Варто відмітити, що зростання стискування розчинів з підвищенням зовнішнього тиску поступово зменшується й при деякому граничному тиску припиняється зовсім [35, 39] (граничні точки стиснення відмічено чорними точками).

Тому можна передбачити, що після підвищення тиску подачі розчину до граничного рівня, подальше зниження об'ємного ККД, що спричинене стисненням розчинів також припиниться.

З урахуванням стиснення розчину в робочій камері та зворотних витоків через клапани [39] остаточно об'ємний коефіцієнт корисної дії має вигляд

$$\eta_{об} = \frac{V_{н.ф}}{V_p} = \frac{[V_{повн} \cdot (1 \pm \varepsilon) - \Delta V_{вс.кл}] \cdot (1 - \varepsilon_{cm2}) - \Delta V_{н.кл} \cdot (1 + \varepsilon_{cm2}) - V_{шк} - \left(F_n \cdot \left[\left(x_n - \frac{h_n}{2} \right) - \frac{h_n}{t_y} \cdot t_{нз} \right] \cdot (1 - \delta) \right)}{V_p \cdot (1 - \varepsilon_{cm2})}, \quad (2.71)$$

де V_p – робочий об’єм; $V_{n,ф}$ – фактичний об’єм розчину, що поданий у нагнітальний трубопровід і приведений до атмосферних умов; $V_{повн} = V_p + V_{шк}$ – повний об’єм, це сума ”шкідливого” і робочого об’ємів; $\Delta V_{вс.кл}$, $\Delta V_{н.кл}$ – об’єми втрат під час спрацювання всмоктувального і нагнітального клапанів відповідно; t_u – час роботи розчинонасоса за цикл; $t_{нг}$ – час роботи розчинонасоса в такті нагнітання розчину $\varepsilon_{ст}$ – коефіцієнт об’ємного стиснення при тиску $p_{н.ном}$; $\varepsilon_{ст 2}$ – відносне стиснення розчинів досягає максимального значення під час повного розчинення пухирцевого повітря і при тиску коли воно відбувається. Залежно від рухомості розчину, що перекачується ці величини становлять: для П 8 см – $\varepsilon_{ст 2} = 3,3...3,5\%$, для П 10 см – $\varepsilon_{ст 2} = 2,0\%$, для П 12 см – $\varepsilon_{ст 2} = 1,5\%$ [35,39].

Вираз (2.90) дає можливість на основі визначення тиску наприкінці всмоктування і в процесі нагнітання з урахуванням реологічних та пружних властивостей перекачуваного розчину розрахувати об’ємний ККД розчинонасоса залежно від характеру зміни тиску в робочій камері, спричиненого консистенцією розчину й режимом руху робочого органа.

Таким чином, тиск подачі розчину значною мірою впливає на об’ємний ККД розчинонасосів та на збільшення рівня пульсації тиску за рахунок втрат розчину, причому цей вплив буде тим більший, чим менша рухомість розчину, вищий тиск подачі та збільшений шкідливий об’єм всмоктувальної камери, а саме для розчинонасоса, що досліджується при П12 – 0,6 МПа, при П10 – 0,8 МПа, при П8 – 1,4 МПа тиску [35, 39].

2.8 Визначення потужності гідроприводного однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску

На початку аналізу робочого циклу варто зазначити, що процеси, які відбуваються в гідравлічній частині, традиційно характеризуються зміною тиску [31, 33, 35, 44, 47, 106]. Характер зміни тиску, що залежить від місцевих опорів як в гідравлічній частині розчинонасоса, так і трубопроводах, прямо пропорційно впливає

на енерговитрати розчинонасосом, які визначаються відповідно залежності на основі рівняння Бернуллі

– при всмоктуванні

$$p_{вс}(t) = p_0 + \rho \cdot g \cdot (H_{вс} - S_n(t)) - \rho \cdot a_n(t) \cdot (L_{вс} + S_n(t)) - (1 + \zeta_{o.в}(t)) \cdot \rho \cdot \frac{v_n(t)^2}{2} - \Delta p_{вс.кл}(t), \quad (2.72)$$

– при нагнітанні

$$p_{нз}(t) = p_0 + \rho \cdot g \cdot (H_{нз} - S_n(t)) + \rho \cdot \frac{v_n(t)^2}{2} \cdot \left(\frac{D_n}{d_{нз}} \right) + \rho \cdot a_n(t) (L_{нз} + S_n(t)) + (\zeta_{o.н}(t) - 1) \cdot \rho \cdot \frac{v_n(t)^2}{2} + \Delta p_{н.кл}(t) - \Delta p_{комп}(t), \quad (2.73)$$

де p_0 – атмосферний тиск, Па; ρ – щільність розчину, кг/м³; $H_{вс}$ – висота рівня розчину над рівнем поршня на початку всмоктування, м; $H_{нз}$ – висота, на яку подається розчин по трубопроводу, м; $S_n(t)$, $v_n(t)$, $a_n(t)$ – переміщення, швидкість та прискорення поршня залежно від часу, у відліку від ПМТ; $\zeta_{o.в}(t)$, $\zeta_{o.н}(t)$ – приведені коефіцієнти опору всмоктувального і нагнітального трубопроводів, визначаються характеристиками розчину, геометрією трубопроводу й фазою роботи насоса; $\Delta p_{в.кл}(t)$, $\Delta p_{н.кл}(t)$, $\Delta p_{комп}(t)$ – опір всмоктувального, нагнітального клапанів та об'єму повітря у компенсаторі, залежно від фази роботи насоса, Па; D_n – діаметр поршня, м; $d_{нз}$ – діаметр нагнітального трубопроводу, м; $L_{вс}$, $L_{нз}$ – приведена довжина всмоктувального й нагнітального трубопроводів, м.

Відомо, що для визначення потужності розчинонасоса існує залежність [31]

$$N_{дв} = \frac{p(t_3) \cdot Q_m}{3,6 \cdot \eta_{рн}}, \quad (2.74)$$

де $\eta_{рн}$ – загальний ККД розчинонасоса; $p(t)$ – тиск подачі за цикл роботи розчинонасоса, кПа; Q_m – теоретична подача розчинонасосом, м³/год.

Витрату потужності [31, 106] можна розділити на витрату під час всмоктування $N_{вс}(t)$ та під час нагнітання $N_{нз}(t)$

$$N_{рн}(\varphi) = N_{вс}(\varphi) + N_{нз}(\varphi). \quad (2.75)$$

Загальний ККД розчинонасоса

$$\eta_{pn} = \eta_{ел} \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{об} \cdot \eta_{гидр} \quad (2.76)$$

де $\eta_{ел}, \eta_{мех}, \eta_{об}, \eta_{гидр}$ – відповідно електродвигуна, механічний, об'ємний, гідравлічний ККД.

Для кінематичної схеми рис. 2.1 [31, 106]

$$\eta_{мех} = \frac{\eta_{кл.н} \cdot \eta_{м.н} \cdot \eta_{нидш}}{dz_1 / \eta_{з1} \cdot \eta_{ш}^{n_{o1}}}, \quad (2.77)$$

де $\eta_{кл.н}$ – к.к.д. клинопасової передачі; $\eta_{з.н}$ – к.к.д зубчастої передачі; $\eta_{нидш}$ – к.к.д підшипникових вузлів; $\eta_{з1}$ – витрати потужності на здолаття тертя в циліндрі, dz_1 – рівень використання потужності поршнем; $\eta_{ш}$ – к.к.д шарнірів; n_o – кількість шарнірів.

Гідравлічні втрати потужності в розчинонасосі визначається за формулою [31,106]

$$\eta_{\Gamma} = \frac{N_{1гидр}}{N_{1гидр} + N_{2гидр}}, \quad (2.78)$$

де $N_{1гидр.}$ – гідравлічні втрати в розчинонасосі, що виникають за рахунок внутрішнього тертя в розчині; $N_{2гидр.}$ – лінійні і місцеві витрати безпосередньо в розчинонасосі.

Остаточна залежність з визначення втрат потужності, кВт розчинонасосом в процесі роботи матиме вигляд

$$\begin{aligned} 0 \leq t_{зм} \leq t_{н2}, \quad N_{н2}(t) &= \frac{p_{атм} \cdot V_{комп} \cdot Q_m}{\left(3,6 \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{\Gamma} \cdot [V_{повн} \cdot (1 \pm \varepsilon)] \cdot (1 - \varepsilon_{см2}) - \Delta V_{н.кл} \cdot (1 + \varepsilon_{см2}) - V_{шк}\right)} \cdot \\ &\quad \frac{V_p \cdot (1 - \varepsilon_{см2})}{\left(V_0 - F_n \cdot \left\{ \frac{Q_0}{S' - S_1 + S'_1} - \frac{h_n}{t_{цикл}} \cdot t \right\} \cdot (1 - \delta)\right)} \\ t_{н2} \leq t_{зм} \leq t_{вс}, \quad N_{вс}(t) &= \frac{p_{атм} \cdot V_{комп} \cdot Q_m}{\left(3,6 \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{\Gamma} \cdot [V_{повн} \cdot (1 \pm \varepsilon) - \Delta V_{вс.кл}] \cdot (1 - \varepsilon_{см2}) - V_{шк}\right)} \cdot \\ &\quad \frac{V_p \cdot (1 - \varepsilon_{см2})}{\left(V_0 - F_n \cdot \left[\left(x_{н2} - \frac{h_n}{2}\right) - \frac{h_n}{t_{цикл}} \cdot (t_{вс} - t) \right] \cdot \varepsilon\right) \cdot (1 - \delta)} \end{aligned} \quad (2.79)$$

2.9 Дослідження дифузійної проникності середовища матеріалу замкненої камери компенсуючого пристрою

Негерметичність внаслідок дифузії в тій чи іншій мірі властива всім ущільненням. Дифузія (взаємна проникність двох або декількох дотичних речовин) обумовлена різницею концентрацій C однієї речовини в іншій. Дифузію середовища через замкнену камеру розподіляють на ступні стадії: 1) поглинання рідини (газу) ущільнювачем – сорбція (коефіцієнт сорбції α_1 , м/с); 2) дифузія середовища через матеріал замкненої камери (коефіцієнт дифузії D_p , м²/с); 3) виділення (десорбція) середовища з другої сторони матеріалу (коефіцієнт сорбції α_2 , м/с). При стаціонарному процесі на основі першого закону Фіка через перегородку товщиною l і площею S , масовий Q_{mS} , кг/с, і об'ємний Q_S , м³/с, витрати середовища пропорційні градієнту концентрацій $dC/dx \approx \Delta C/l$

$$Q_{mS} = \psi_S \frac{dC}{dx} S \approx \psi_S \frac{\Delta C}{l} S$$

$$Q_S = \psi_S \frac{q_p S}{l},$$
(2.80)

де $\psi_S = \left(\frac{1}{\alpha_1 l} + \frac{1}{D_p} + \frac{1}{\alpha_2 l} \right)^{-1}$ – функція проникності, м²/с; q_p – ступінь

набухання – відносний склад середовища в матеріалі ущільнювача, що визначається за кінетичними кривими набухання $q(t)$.

Витрати Q_{mS} і Q_S дуже малі по відношенню з іншими видами витоків. Найменшу проникність забезпечують метали, потім щільні пластмаси, найбільш проникні еластomers та гумотканинні матеріали. В якості характеристики ущільнення використовують питому проникність одиниці площі в одиницю часу. При розташуванні ущільнень в ряд за ступенем зростання витоків діафрагмові балонного типу (сильфоні) ущільнення можна прийняти за еталон самих найменших витоків. Втрати на просочування складають менше 10^{-14} м³/(м²·с).

2.9.1 Дифузійна проникність за контактною поверхнею ущільнень

Область контакту ущільнення з ущільнюючою поверхнею відрізняється

неоднорідністю структури. В ній немає повної суцільності, що властива матеріалу основних деталей, і можна виділити ділянки контакту поверхневих плівок, пустоти, ділянки контакту матеріалу камери, ущільнювача та ущільнюваної поверхні. Механізм контактної дифузії складний і кількісно не вивчений. Однак практично при будь-яких експериментах з визначення коефіцієнта дифузії неявно знаходять контактну дифузійну проникність по периметру ємностей, камер, мембран. Для контактної дифузії в рівняння (2.80) введено наступні поправки: 1) висота зони контакту приблизно рівна параметру шорсткості R_z , тому $S = B \cdot R_z$; 2) з урахуванням порожнин в області контакту її складає $k_1 l$ ($k_1 < 1$); 3) внаслідок більш рихлої структури поверхневих плівок коефіцієнт $\psi_{Sk} = k \psi_S$. Тоді масова витрата і питома проникність

$$Q_{mSk} = k \cdot \psi_S \cdot \frac{\Delta C \cdot B \cdot R_z}{k_1 \cdot l} \quad (2.81)$$

$$\bar{Q}_{Sk} = \frac{Q_{Sk}}{\rho} = k \cdot \psi_S \cdot \frac{q_p}{k_1 \cdot l},$$

Витоки внаслідок контактної дифузії пропорційні периметру ущільнення.

Дифузійна проникність через пневмоблон замкненої камери (мембрану) товщиною l . Замкнена камера (мембрана), що розділяє середовища A і B (рис. 2.21) з концентраціями речовини C_1 і C_2 , при тривалому впливі характеризується деякою дифузійною проникністю. Процес масопереносу розподіляють на три стадії: 1) розчинення середовища з концентрацією C_1 в поверхневому шарі A замкненої камери мембрани (характеризується коефіцієнтом поверхневого масообміну α_1 , м/с); 2) дифузія середовища через матеріал замкненої камери (характеризується коефіцієнтом дифузії в матеріалі замкненої камери D , м²/с), відрізняється лінійним розподіленням концентрації C за товщиною $C = (C_1 - C_2) \cdot x/l + C_2$; 3) десорбція з другої сторони замкненої камери в середовище з концентрацією C_2 (характеризується коефіцієнтом α_2 , м/с). При стаціонарному процесі щільності потоків однакові ($J_1 = J_2$), тому маса речовини, що проходить через площу S протягом часу t :

$$m = -D \cdot (C_2 - C_1) S \cdot t / l. \quad (2.82)$$

де $P = D \cdot h$ – коефіцієнт дифузії, м²/с,

$$D = \left[(\alpha_1 l)^{-1} + D^{*-1} + (\alpha_2 l)^{-1} \right]^{-1}. \quad (2.83)$$

Коефіцієнт дифузії газів і парів визначають також із рівняння (2.83), в якому на основі закону Генрі об'ємну концентрацію C_v замінюють перепадом парціальних тисків: де h – коефіцієнт сорбції або розчинності, $\text{м}^3/(\text{м}^3 \cdot \text{Па})$. Об'ємні витрати, $\text{м}^3/\text{с}$

$$Q_F = \frac{D \cdot h \cdot \Delta p_i \cdot S}{l} \quad \text{або} \quad Q_F = \frac{P \cdot h \cdot \Delta p_i \cdot S}{l}, \quad (2.84)$$

де $P = D \cdot h$ – коефіцієнт газопроникності, $\text{м}^2/(\text{с} \cdot \text{Па})$.

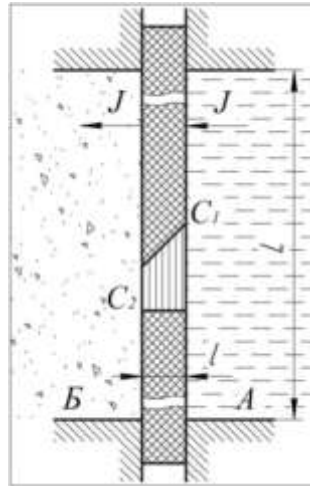


Рисунок 2.21 – Схема дифузії в плоскій пластині, що розділяє два середовища

Коефіцієнти сорбції h і волого проникності P_v при дифузії рідких середовищ і розрахунку масової витрати Q_{me} , $\text{кг}/\text{с}$, вимірюють відповідно в $\text{кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{Па})$ і $\text{кг}/(\text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{Па})$. При дифузії через перегородку із порожнини з рідиною в порожнину з повітрям (рис. 2.21) $C_2 \approx 0$, тому можна використати данні про ступінь набухання q для визначення градієнта концентрації в рівнянні: $\Delta C = \rho \cdot q_{p1}$ (ρ – щільність рідини).

Вираз для об'ємних витрат приймає вигляд $Q_F = \frac{D \cdot q_p \cdot S}{l}$.

Модель перегородки, зображено на (рис. 2.21) використовують для визначення коефіцієнта дифузії D на основі рівняння Дайнеса-Баррера [84, 85]

$$D = \frac{l^2}{6t_D}, \quad (2.85)$$

де t_D – час запізнювання, протягом якого у камері B не спостерігається поява

диффундируючої із камери *A* речовини. Дане рівняння являється рішенням рівняння першого закону Фіка для руху фронту диффундируючої речовини із камери *A* до камери *B* [84, 85].

Відповідно до ДСТУ 8931:2019, ДСТУ 7150:2010, ДСТУ 7147:2010 коефіцієнт дифузії визначають по кінетичній кривій набухання зразка діаметром $d = 50$ мм і довжиною $l = 3$ мм. У формулу $D = 0,0494 \cdot l^2 / t_0$ слід підставляти час t_0 , що знайдений за кінетичною кривою і відповідний набухання $0,5q_{pm}$.

2.9.2 Вплив температури і напруження.

На процес дифузії значно впливає температура. На основі уявлень про активаційний механізм дифузії можна описати рівнянням $D = Ae^{-U/(RT)}$, де U – умовна енергія активації, Дж/моль. Якщо відомий коефіцієнт дифузії D_0 при температурі T_0 , то можна визначити D при температурі T

$$D = D_0 \cdot e^{U \cdot \Delta T / (RT_0 \cdot T)}, \quad (2.86)$$

де $\Delta T = T - T_0, K$; $R = 8,3$ Дж/(моль·К), для еластомерів в середовищі нафтових мастил $U \approx 55$ кДж/моль при $T_0 = 333$ К [84, 85].

Залежність коефіцієнта дифузії від температури для еластомерів показана в табл. 2.7.

Таблиця – 2.6 Коефіцієнт дифузії рідин для виробів із еластомерів

Виріб	Каучук	Рідина	$D \cdot 10^{13}$, м ² /с, при температурі, °С		
			25	60	90
Мембрана (замкнений балон)	СКН-26	РМЦ	0,15	1,3	8,4
		АУ	0,19	1,7–1,9	11,0
		МГЕ-10А	0,24	2,8	14,0
	СКН-18	Фреон-12	–	–	900,0
	СКН-26		–	–	200,0
Мембрана (замкнений балон)	СКН-26+ СКН-18	МГЕ-10А	0,60	7,0	35,0
	СКН-26+ СКН-18	АУ	0,42	3,9	24,0
Мембрана (замкнений балон)	СКФ-26	Спирт етиловий	50	–	–
Тканина прогумована М47-1	СКН-26	АМГ-10	0,88	7,6	51,0
		АГМ	0,53	4,6	31,0
		АУП	0,62	5,4	35,0
Рукав	СКН-18+наірит	МГЕ-10А	60	700	4000,0

Встановлено, що проникність полімеру при деформуванні змінюється: при

всебічному стисненні – зменшується, при розтягуванні – збільшується, що можна пояснити зміною вільного об'єму в структурі полімеру. Коефіцієнт дифузії при всебічному стисненні $D \cdot 10^{13} \text{ м}^2/\text{с}$ для РЖ гумах складає [84, 85]: 3,8 і 1,6 – для гум на основі СКН-40 відповідно при $p = 0$ і МПа; 3,3 і 1,5 – для гуми на основі СКМС-10 при тих же значеннях p [20, 84, 85, 97, 118, 119].

В полімерах і пластмасах на дифузійні характеристики [84, 85] впливає утворення тріщин при розтягненні. При напруженні $\sigma < (0,35 \dots 0,4) \sigma_T$ помітних змін D немає, починаючи з $\sigma < (0,4 \dots 0,5) \sigma_T$ процес переносу середовища в матеріалах прискорюється.

Висноки до розділу 2

1. Розглянуто роботу однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму та пульсації тиску з електромеханічним та гідравлічним приводами.

2. Теоретично обґрунтовано закон руху робочого органа від гідропривода та визначено залежності зміни акумулюючого об'єму компенсатора та тиску подачі розчину за цикл роботи розчинонасоса.

3. Теоретично доведено, що ступінь пульсацій подачі розчину по трубопроводу в залежності від тиску з урахуванням умов роботи компенсаторів у гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску дозволяє зменшити ступінь пульсації тиску від 2 до 5%.

4. Теоретично обґрунтовано визначення об'єму ємності комбінованого компенсатора за роботою акумулювання розчину.

5. Проведено аналіз процесу виникнення тиску подачі розчину у гідравлічній частині гідроприводного розчинонасоса методом комп'ютерного моделювання.

6. Теоретично досліджено дифузійну проникність середовища матеріалу замкненої камери компенсуючого пристрою.

РОЗДІЛ 3.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ГІДРОПРИВОДНОГО РОЗЧИНОНАСОСА ТА ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ З РОЗЧИНОНАСОСОМ З КОМБІНОВАНИМ КОМПЕНСАТОРОМ ЗБІЛЬШЕНОГО ОБ'ЄМУ

3.1 Програма досліджень

Експериментальні дослідження спрямовані на дослідження роботи гідроприводного однопоршневого розчинонасоса, проведення порівняльного аналізу режимів роботи розчинонасоса з електромеханічним приводом, визначення технічних характеристик.

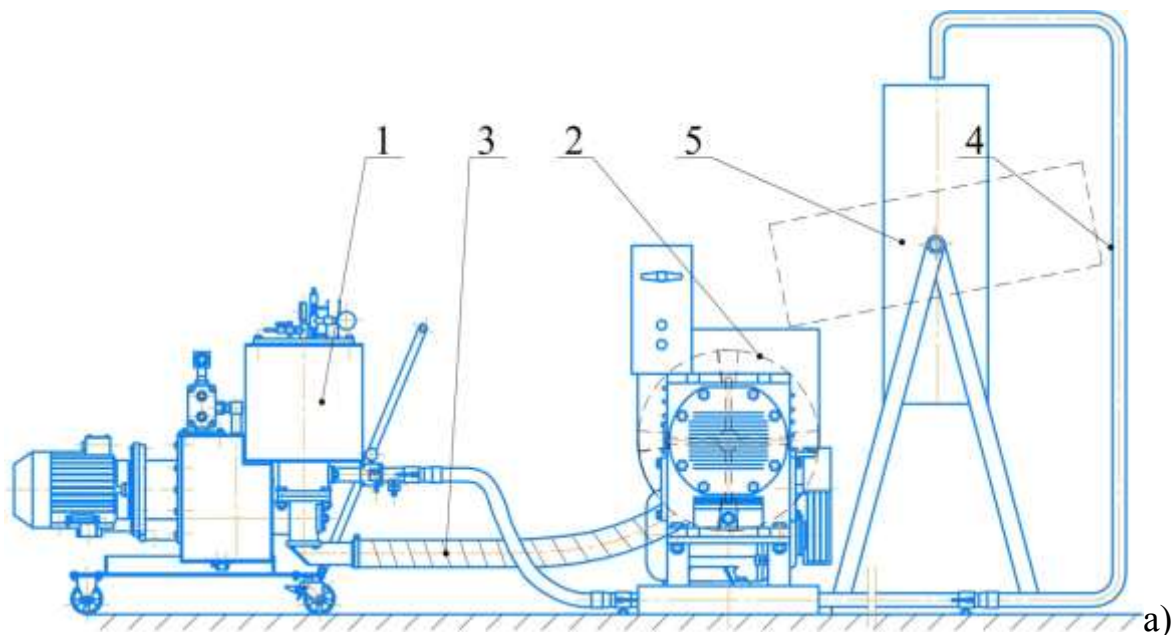
У процесі експериментальних досліджень мають бути вирішені наступні задачі:

- провести оцінити ступінь пульсацій тиску розчинонасоса з різними приводами при перекачуванні розчинів різної рухомості;
- визначити продуктивність, об'ємний ККД, витрати потужності розчинонасоса при перекачуванні розчинів різної рухомості як функції від впливу тиску з урахуванням умов дії клапанів та конструктивних особливостей всмоктувальної камери та провести порівняльний аналіз.

3.2 Характеристика обладнання і матеріалів для проведення досліджень

Експериментальні дослідження проводились на дослідно-промисловому зразку однопоршневого розчинонасоса, який призначено для транспортування будівельного розчину під час штукатурних робіт, при оснащенні його електроприводом з кривошипно-шатунним механізмом так і окремо гідравлічним приводом та комбінованим компенсатором збільшеного об'єму. Такого компонування розчинонасоса (рис. 2.5) перекачують будівельні розчини на рухомість ($P = 8 \dots 12$ см) з крупністю заповнювача до 5 мм.

3.2.1. Експериментальне обладнання для визначення об'ємного ККД



б)

Рисунок 3.1 – Експериментальний стенд для визначення об'ємного ККД розчинонасоса а) схема стенда, б) зображення стенда: 1 – розчинонасос; 2 – розчинозмішувач; 3 – всмоктувальний патрубок; 4 – напірна магістраль; 5 – мірний циліндр

Проведення експериментальних досліджень з визначення дійсного об'ємного ККД досліджуваного розчинонасоса з різними приводами створено експериментальні стенди, схеми яких наведено на рис. 3.1.

Стенд складається із досліджуваного розчинонасоса 1, розчинозмішувача 2, ємність якого 250 дм^3 . Змішувач з розчинонасосом з'єднаний за допомогою всмоктувального патрубка 3. До нагнітального патрубка розчинонасоса під'єднано напірну магістраль 4, яка складається зі сталевих та гумовотканинних

трубопроводів. Патрубок напірної магістралі 4 розміщено над мірним циліндром 5 і завантажувальним бункером змішувача 2.

Метою експериментальних досліджень є визначення основних технічних характеристик розчинонасоса та встановлення пріоритетів, щодо переваг використання одного з приводів електромеханічного чи гідравлічного. Підвищення рівня характеристик розчинонасоса: ступеня пульсацій тиску, об'ємного ККД, та потужності здійснювалось за рахунок встановлення у всмоктувальну камеру спеціальної вставки з раціональним кутом нахилу та підпружинення клапанів. Це повино забезпечити зменшення витоків розчину через всмоктувальний і нагнітальний клапан та зменшити шкідливий об'єм усмоктувальної камери. Під час проведення експериментальних досліджень в усмоктувальну камеру встановлювалася спеціальна вставка з кутами нахилу 0° , 30° , 45° , 60° , 90° та підпружинення всмоктувального та нагнітального клапанів.

3.2.2 Експериментальне обладнання для визначення пульсацій тиску подачі розчинонасоса з комбінованими компенсаторами різних конструкцій

Для визначення впливу тиску у всмоктувальній камері та в нагнітальному патрубку, переміщень поршня розчинонасоса на пульсації розчину під час роботи розчинонасоса використано експериментальне обладнання (рис. 3.2).

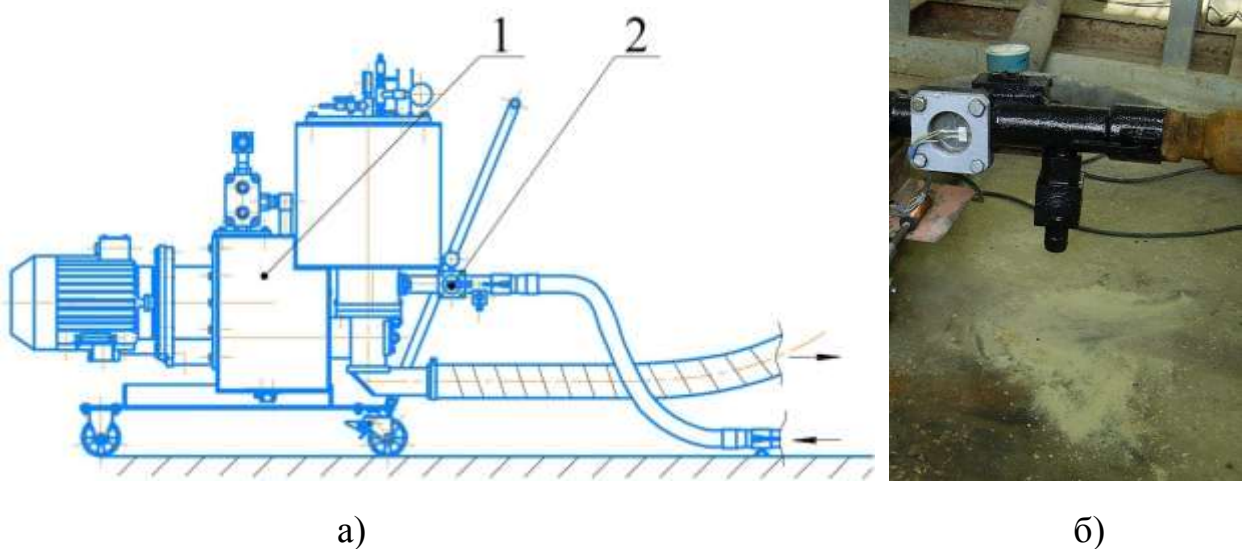


Рисунок 3.2 – Розчинонасос із установленими датчиками для запису параметрів робочого процесу: а – схема розташування датчика; б – зображення насоса з датчиками: 1 – розчинонасос; 2 – тензометричний датчик тиску на нагнітальному тракті

Дослідження проводилося з використанням діафрагмового тензометричного перетворювача сигналу, використанням 10-канального підсилювача "Топаз-3-02" і 4-канального приладу запису фізичних характеристик Н3031. Тензометричний перетворювач сигналу складається з діаметральної мембрани із листової сталі 35ХГСА, в центральній частині яких наклеюється тензодатчик типу ПКБ, що має базу 20 мм, коефіцієнт чутливості $K = 2 \pm 0,2$, опір 200 ± 5 Ом, розміри $32 \times 9,1$ мм та максимально допустиму деформацію 0,3%. Товщину мембрани визначено за величиною радіальних деформацій, щоб не відбулося руйнування тензодатчиків, що забезпечують максимальний діапазон зміни опору та не повинні перевищити 0,25% деформації.

Кожен початок експериментальних досліджень супроводжувався таруванням тензометричних датчиків шляхом закачування розчином всмоктувальної камери, вільної камери компенсатора, нагнітального патрубку (при цьому перекриття потоку розчину у нагнітальному патрубку здійснювали спеціальною заглушкою) при зростаючому певному тиску, рівень якого контролювався штатними манометрами. Тарування відбувалося тензометричних датчиків проведено окремо за рівними кроками при зміні тиску і виконували за п'ятьма замірами. Діапазон тиску тарування датчиків на нагнітальному патрубку становив до від 0,1 МПа 1,0 МПа.

3.2.3 Експериментальне обладнання для визначення енергоємності розчинонасоса

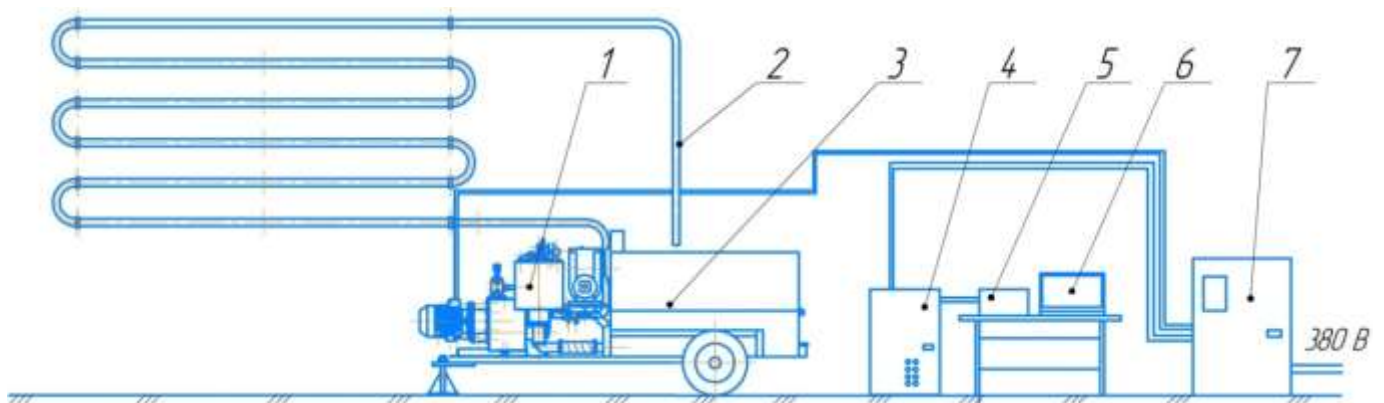


Рисунок 3.3 – Лабораторний стенд для вимірювання енергоємності штукатурного агрегату: 1 – розчинонасос з штукатурним агрегатом; 2 – напірний трубопровід; 3 – електрична шафа; 4 – перетворювач; 5 – ноутбук; 6 – електролічильна установка

Стенд для визначення енергоємності (рис. 3.3) складається із розчинонасоса 1, що встановлений на штукатурний агрегат 2, з'єднаний з гумовим напірним трубопроводом 3. Також його оснащено електричною шафою 4 та перетворювачем 5, комп'ютерним блоком 6 та електролічильною установкою 7.

Визначення енергоємності розчинонасоса проводилося у складі дослідно-промислового зразка мобільного малогабаритного штукатурного агрегату (рис. 3.4), який оснащено механічним приводом та стрічковим змішувачем.

Штукатурний агрегат має наступні технічні дані: місткість корпусу змішувача – 430 л; дальність подачі розчину: по горизонталі – 200 м, по вертикалі – 50 м.

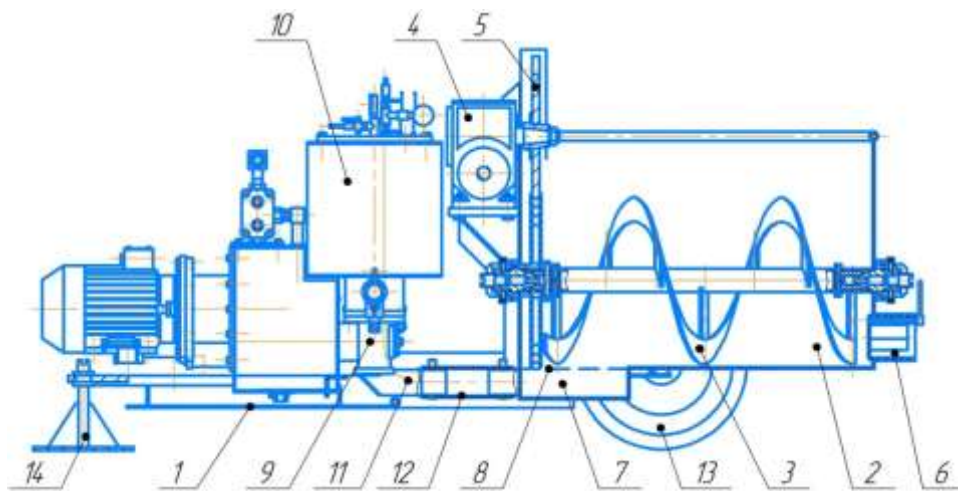
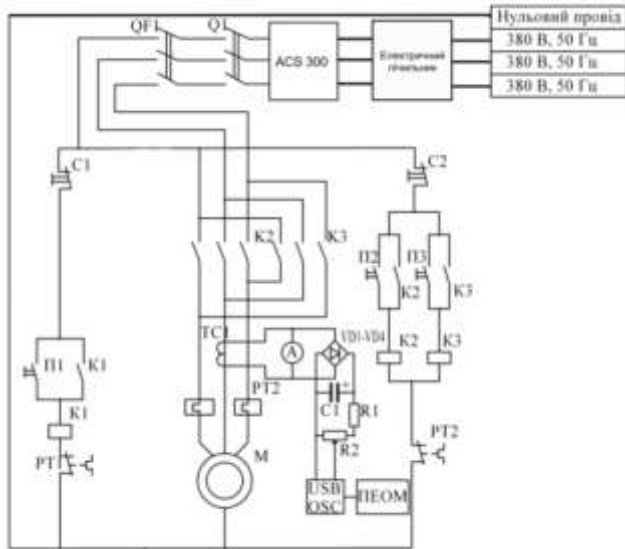


Рисунок 3.4 – Розчинозмішувальна установка УРЗ-3,8: а) принципова схема:

1 – рама; 2 – бункер; 3 – змішувач; 4 – черв'ячний редуктор; 5 – цівкова передача; 6 – затвор; 7 – приймальна камера розчину; 8 – проціджувальна решітка; 9 – розчинонасос; 10 – комбінований компенсатор; 11 – всмоктувальний патрубок; 12 – гумовотканинний рукав; 13 – пневматичні шини; 14 – підставка

До складу обладнання (рис. 3.5 а) входять: шафа управління; комп'ютер Intel(R) Core(TM) i3-3120M CPU @ 2,5 ГГц, 4,0 ГБ ОЗУ; двоканальний осцилограф-самописець з USB інтерфейсом; *TC1* – трансформатор струму; *ACS 300* – регулятор частоти обертання вала приводного двигуна; *QF1* – вимикач-автомат; *Q1* – загальний рубильник для подання живлення до блока керування та аварійного відключення в разі надзвичайної ситуації, що спрацьовує при перевантаженні; *C1* – конденсатор електролітичний; *R1, R2* – резистори; *A* – амперметр; *VD1–VD4* – міст діодний.

Для проведення досліджень в ланцюг живлення двигуна M підключено трансформатор струму $TC1$, що перетворює більший сигнал вимірювальної інформації в менше коливання напруги електродвигуна для його передачі вимірювальним пристроям: амперметру та осцилографу, що підключені до комп'ютера.



а)



б)

Рисунок 3.5 – Схема електричного обладнання для контролю споживаної потужності приводними електричними двигунами штукатурних агрегатів: а – електрична схема; в – електролічильна установка

3.2.4 Експериментальне обладнання для визначення відносного стиснення пневмобалону, як складового елементу замкненої камери комбінованого компенсатора

Для забезпечення ефективної роботи комбінованого компенсатора необхідно провести ряд досліджень визначення напружено деформованого стану пневмобалона, що виконуватиме функцію замкненої камери компенсатора.

Тому було використано лабораторний стенд визначення пружних властивостей пневмобалона циліндричної форми зі стаканом, що представлено його графічно на рис 2.5 у вигляді замкненої камери компенсуючого пристрою.

Представлений стенд рис. 3.6 представляє з себе чотири стійки у вигляді подовжених шпильок, які поєднані упорними пластинами з листової сталі. Нижня пластина по вертикалі впирається в упорні втулки, середня розпірна пластина встановлена з обвареними втулками на різьбленні та має середній отвір для

направляючого штовхача циліндричної форми, а верхня розпірна пластина встановлена на стійки та зафіксована гайками. На нижній упорній пластині встановлено гідродомкрат до якого під'єднано латунний трубопровід з штатним гідравлічним манометром до 40 кг/см^2 . Також до верхнього корпусу пневмобалону через різьблення під'єднано еластичний патрубок зі штатним манометром до 6 кг/см^2 та нипелем, через який відбувається закачування стисненого повітря у пневмобалон.



Рисунок 3.6 – Експериментальний стенд дослідження повздовжніх деформацій пневмобалона та набір тягарців на штанзі

Робота стенду відбувалася за всіма вимогами техніки безпеки з використання лабораторного обладнання.

Процес дослідження відбувався з виміру початкових лінійних розмірів пневмобалона довжина якого сягає $l_0=323 \text{ мм}$ рис. 3.7.



Рисунок 3.7 – Визначення початкових лінійних розмірів пружних елементів

3.2.5 Експериментальне обладнання для визначення відносного насичення повітрям вільної камери компенсатора

Представлене експериментальне обладнання рис. 3.8 необхідне для визначення відносної зміни об'єму повітря у вільній камері компенсатора під час статичного положення розчинонасоса при різних вмістах об'ємів повітря та розчину різної рухомості.



Рисунок 3.8 – Стенд дослідження насичення провітрям вільної камери компенсатора

Зрозуміло, що здебільшого подовжених зупинок роботи розчинонасоса (близько 1 години і більше) не спостерігається на будівельному майданчику хіба, що на період підготовки до промивання від розчину гідравлічної частини розчинонасоса та трубопроводів по яким транспортується розчин до місця доставки. До того ж зупинка розчинонасоса, який перекачує цементний розчин на період 1 години і більше може призвести до розшарування та загустівання розчину в гідравлічній частині розчинонасоса та трубопроводах, що є неприпустимим, так, як призведе до поломки обладнання.

Але виникає необхідність провести ряд досліджень на даному обладнанні під час зупинки розчинонасоса під час перекачування розчинів на основі вапна.

Стенд складається з циліндра з фланцем і глухої кришки, яка оснащена патрубками до яких приєднано кульовий кран з ніпелем підкачування стисненого повітря у вільну камеру та штатним манометром з діапазоном вимірювань $0-1,6 \text{ кг/см}^2$ з ціною поділки $0,05 \text{ кг/см}^2$.

3.2.6 Матеріали

При виконанні експериментальних досліджень використовуються наступні матеріали, що відповідають діючим ДСТУ. Характеристики цих матеріалів наведені у таблицях 3.1 – 3.2.

Вода для приготування будівельного розчину поступає з системи централізованої подачі води міста Полтава. Властивості води відповідають вимогам ДСТУ.

Таблиця 3.1 – Розсів піску (ДСТУ Б В.2.7-32-2002)

Вид заповнювача	№ сита	Залишок на ситі, %	Менше 0,14, %	Модуль крупності	Середня густина, кг/м ³	Густина, кг/м ³	Пустотність
Пісок кар'єрний	-	-					
	1,25	1,05					
	0,63	4,39	8,89	1,8	1599	2615	41
	0,315	24,19					
	0,14	61,25					

Таблиця 3.2 – Мінералогічний склад портландцементу ПЦ ІІ/Б–500 (ДСТУ Б В.2.7-112-2002) та розчинної суміші

Найменування мінералів клінкера	Компоненти, %
Трикальцієвий силікат, C3S	57,9
Двокальцієвий силікат, C2S	18,8
Трикальцієвий алюмінат, C3A	14,2
Чотирикальцієвий алюмоферит, C4AF	5,3
Фізичні властивості	
Тонкість помолу (залишок на ситі № 008)	5,0 – 10,0 %
Строки захоплення:	
початок, с	1,5-3
кінець, с	2,5-4
Тонкість помолу (питома поверхня), м ² /кг	320-360
Рівномірність зміни об'єму	витримує
Нормальна густина, %	22-24
Рухомість розчинних сумішей, що виготовляються, за ДСТУ Б В.2.7-23-95 (см)	П8 (6...8), П12 (8...12)

3.3 Дослідження умов роботи розчинонасосів з різними приводами враховуючи ступінь пульсацій тиску подачі розчину в трубопровід

3.3.1 Визначення ступеня пульсацій тиску розчину у трубопровід розчинонасосом, що досліджуються

З метою підтвердження теоретичного обґрунтування визначення параметрів робочих процесів розчинонасоса з різними приводами проведено експериментальні дослідження на стенді (рис. 3.1).

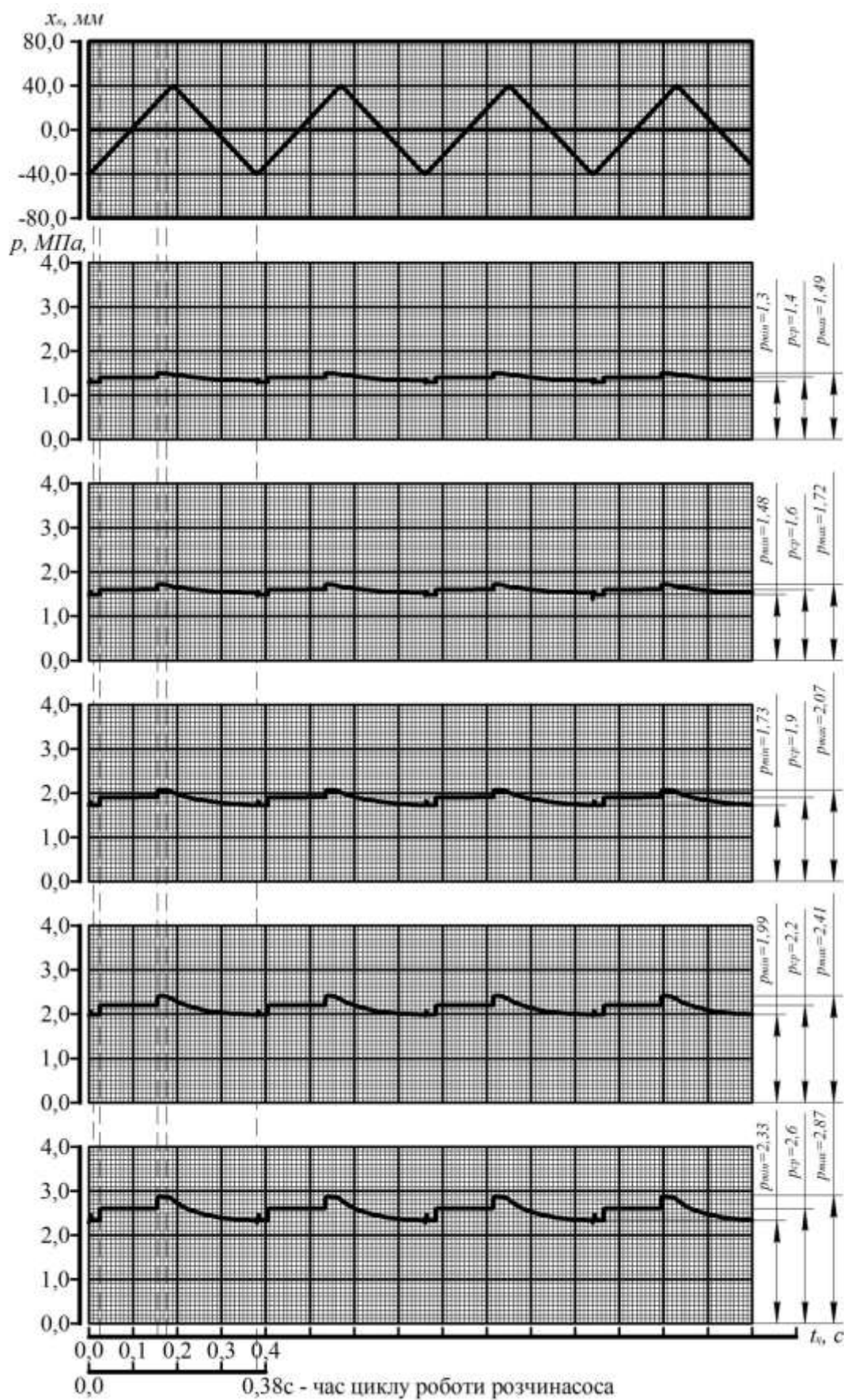


Рисунок 3.10 – Графічні залежності тиску подачі розчину з нагнітального патрубку гідроприводного розчинососа з комбінованим компенсатором пульсації тиску при перекачуванні будівельного розчину рухомістю П8 см

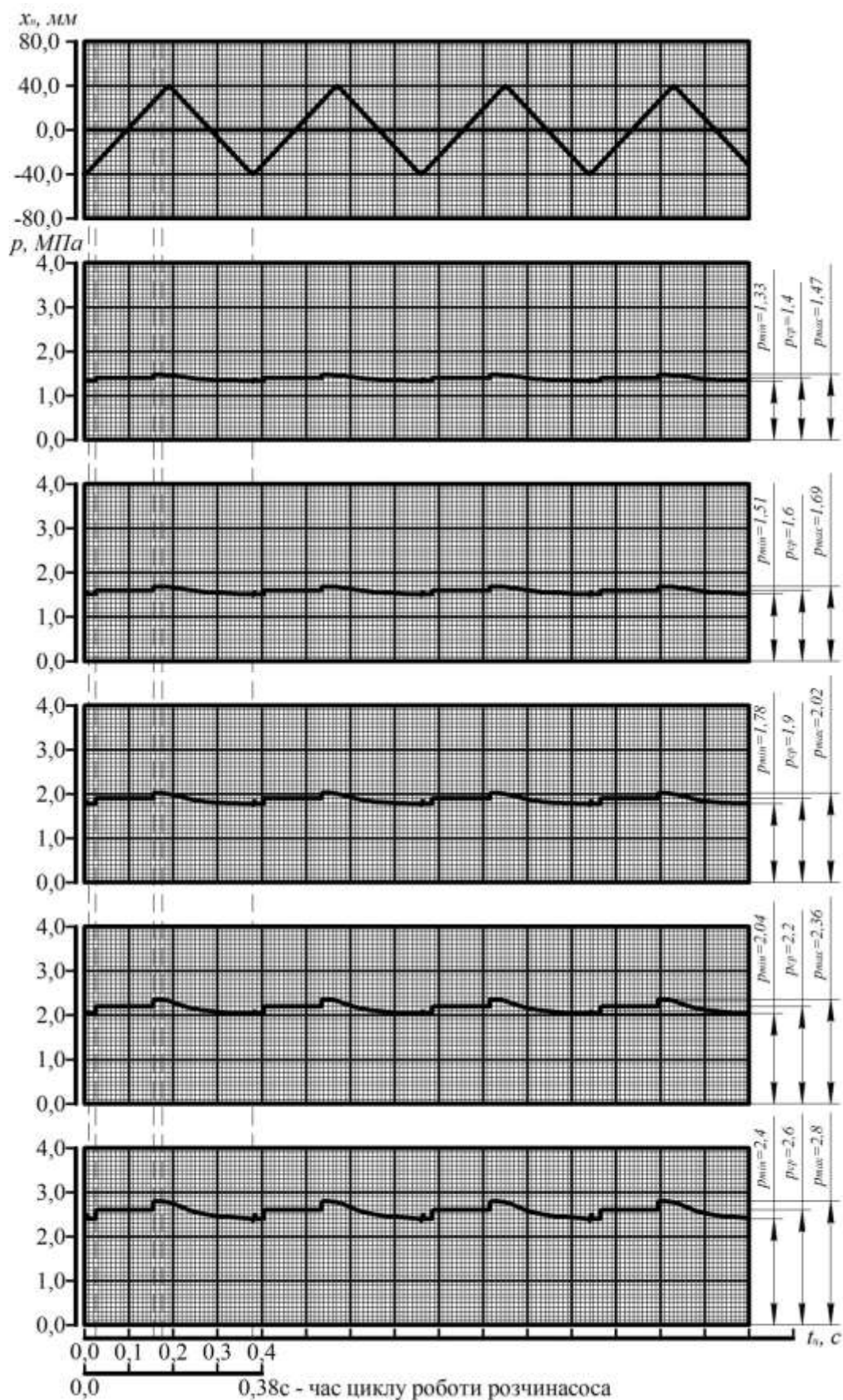


Рисунок 3.12 – Графічні залежності тиску подачі розчину з нагнітального патрубка гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску при перекачуванні будівельного розчину рухомістю П12 см

Здійснено фіксацію тиску подачі розчину насоса з електромеханічним та гідравлічним приводами при комбінованому компенсаторі збільшеного об'єму при приведеному компенсаційному об'ємі 47 л повітря (21 л повітря знаходиться у замкненій камері і 26 л у циліндричній камері). За результатами фіксації і запису діаграм тиску розчину визначено ступінь пульсацій подачі при різних рухомостях розчину.

Таблиця 3.3 – Ступінь пульсацій тиску при подачі розчину в умовах використання компенсаторів різних конструктивних рішень

Рухомість розчину, см	Максимальний тиск подачі, p_{max} , МПа	Мінімальний тиск подачі, p_{min} , МПа	Середній тиск подачі, p_{cp} МПа	Ступінь пульсації δ , %
Однопоршневий розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму				
П8	1,5	1,3	1,4	14,2
	1,73	1,47	1,6	16,3
	2,08	1,72	1,9	18,9
	2,43	1,97	2,2	20,9
	2,9	2,3	2,6	23,1
П10	1,485	1,315	1,4	12,1
	1,71	1,49	1,6	13,8
	2,07	1,73	1,9	14,5
	2,38	2,02	2,2	16,4
	2,84	2,36	2,6	18,4
П12	1,48	1,32	1,4	11,4
	1,7	1,5	1,6	12,5
	2,03	1,77	1,9	13,7
	2,34	2,06	2,2	14,7
	2,82	2,38	2,6	16,9
Гідроприводний однопоршневий розчинонасос з комбінованим компенсатором пульсації тиску				
П8	1,49	1,31	1,4	12,9
	1,72	1,48	1,6	15,0
	2,07	1,73	1,9	17,9
	2,41	1,99	2,2	19,1
	2,87	2,33	2,6	20,8
П10	1,48	1,32	1,4	11,4
	1,70	1,50	1,6	12,5
	2,03	1,77	1,9	13,7
	2,37	2,03	2,2	15,5
	2,82	2,38	2,6	16,9
П12	1,47	1,33	1,4	10,0
	1,69	1,51	1,6	11,25
	2,02	1,78	1,9	12,6
	2,36	2,04	2,2	14,5
	2,8	2,4	2,6	15,4

Результати фіксації тиску подачі розчинонасоса здійснювали за штатними манометрами, а саме коливаннями стрілки від p_{max} до p_{min} при перекачуванні цементних розчинів рухомістю П8 –П12.

Величина пульсації тиску δ визначається за формулою (2.26) (див. п. 2.2)

$$\delta = \left(\frac{p_{max} - p_{min}}{p_{cp}} \right) \cdot k_{з.к.с} \cdot k_{з.к.г} \cdot 100, \% , \quad (3.1)$$

де p_{cp} – середній тиск подачі розчину за цикл, $p_{cp} = \frac{p_{max} + p_{min}}{2}$.

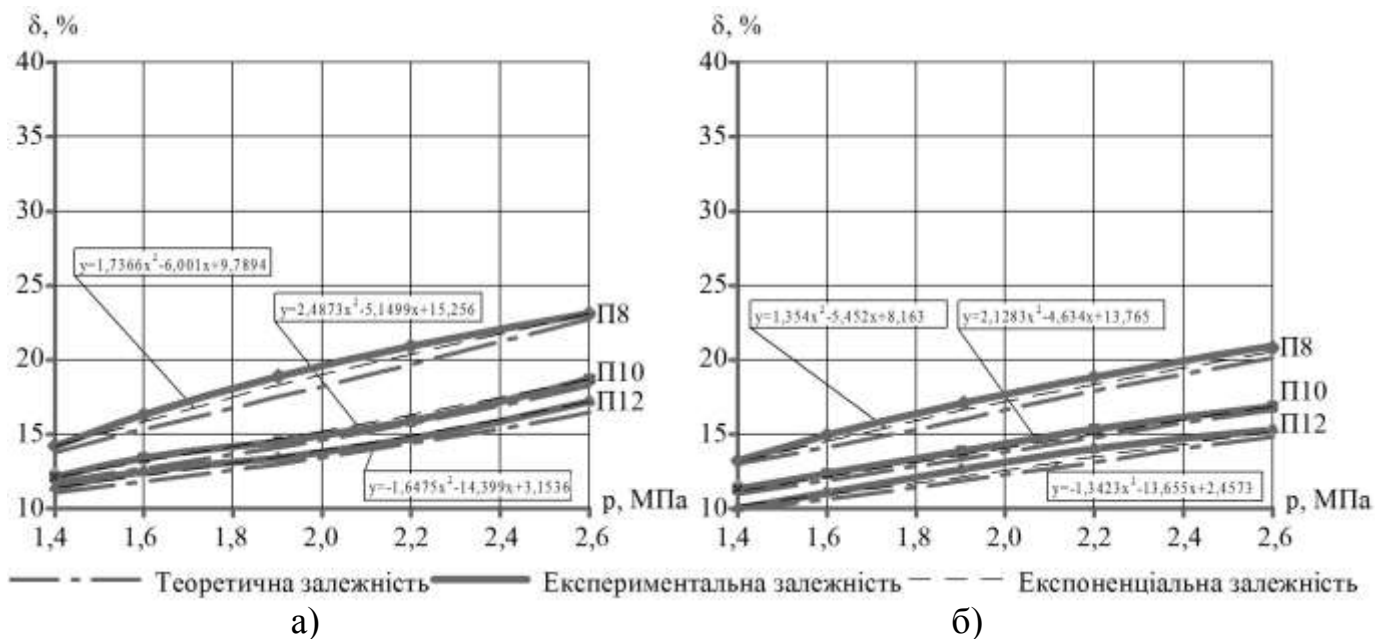


Рисунок 3.12 – Графічні залежності ступеня пульсації тиску від середнього тиску розчину: $\diamond$ – при П 8 см; $\square$ – при П 10 см; Δ – при П 12 см а); розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму б) гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску

Результати визначення величини ступеню пульсації подачі розчину узгоджуються з теоретичними розрахунками рис 3.12.

Графічні залежності (рис. 3.9-3.11, 3.12, табл. 3.3) свідчать про те, що значно стабільніше працює гідроприводний розчинонасос з комбінованим компенсатором пульсації тиску ступінь пульсації тиску якого залежно від тиску розчину та рухомості розчину менше на 1,5...3,5%. Це пояснюється стабільністю тиску подачі розчину в такті нагнітання, та зменшенням зворотних витоків через всмоктувальний та нагнітальний клапани.

3.3.2 Визначення продуктивності однопоршневого розчинонасоса з комбінованими компенсаторами різного конструктивного рішення

Експериментальні дослідження проводили за методикою у п. 3.2.3.2 при перекачуванні будівельного розчину рухомістю П8, 8,5, 9, 10, 11, 12 тиску подачі 1,2-1,5 МПа.

Визначається величина об'ємного ККД розчинонасоса за результатами фактичної подачі.

Величина фактичної подачі Q_{ϕ} визначається експериментально за часом t заповнення розчином мірної ємності

$$Q_{\phi} = \frac{V_{\text{мє}}}{t} = \frac{0,06}{t}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (3.2)$$

де $V_{\text{мє}}$ – мірна ємність об'ємом 60 дм³.

Теоретична подача визначається в залежності від конструктивних параметрів та характеристик привода розчинонасоса

$$Q_m = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \cdot L_n \cdot \frac{n_n \cdot 60}{1000}, \quad (3.3)$$

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

Результати обробки експериментальних даних у вигляді залежностей приведені на рис. 3.13.

Характер графічних залежностей (рис. 3.13, а, б) вказує на знижений рівень продуктивності при перекачуванні розчинів рухомістю П 8-9,5. Це пояснюється збільшеними втратами розчину через всмоктувальний клапан при перекачуванні розчинів зниженої рухомості. Зростання продуктивності пояснюється законом руху поршня розчинонасоса та збільшеним об'ємом компенсатора за рахунок якого забезпечується стабільна подача розчину в такті всмоктування розчинонасосом.

Залежності (рис. 3.13, в, г) свідчать про зменшення продуктивності при підвищенні тиску подачі в результаті втрати об'єму розчину, котрий містить вільне та замішане повітря, що стискається.

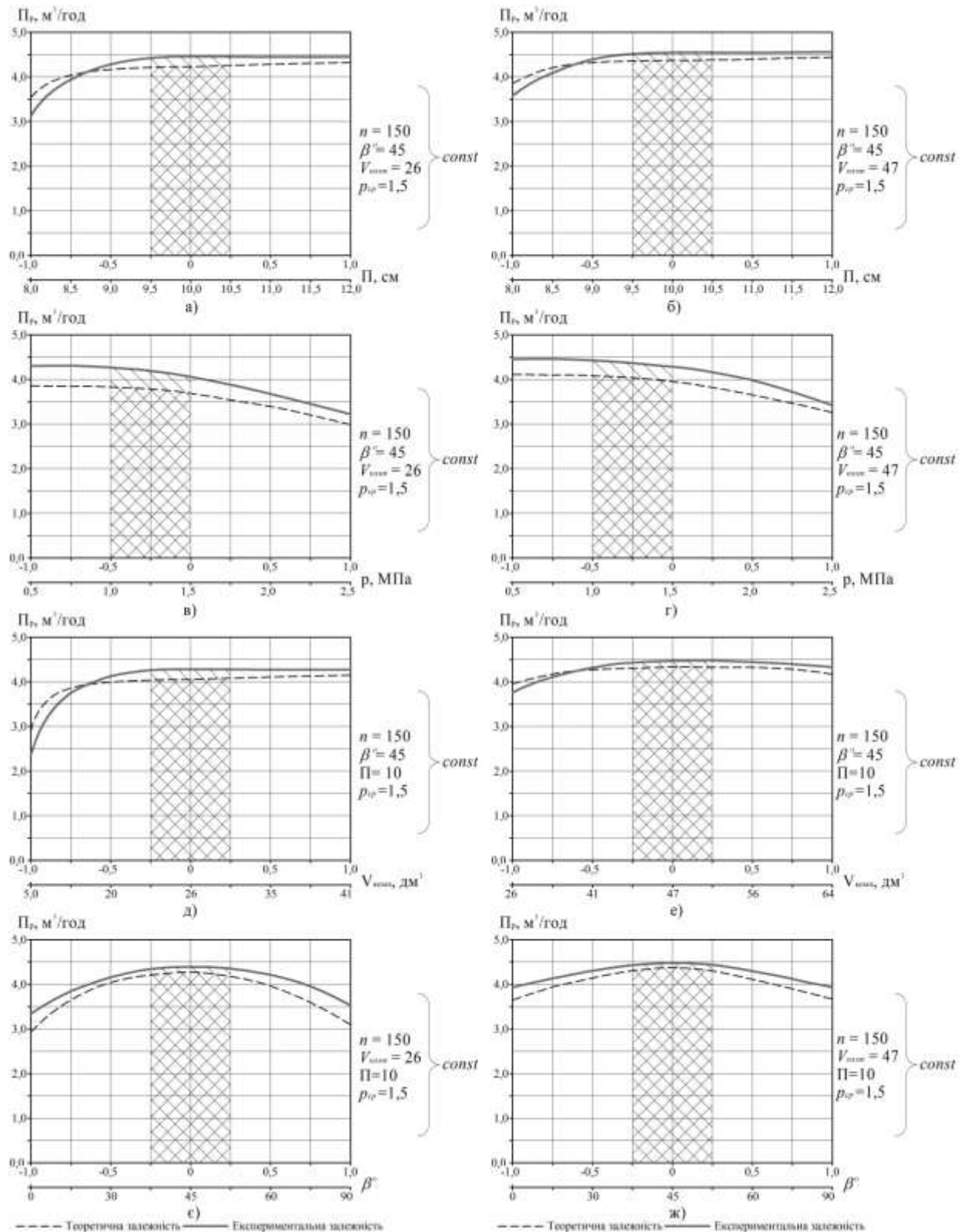


Рисунок 3.13 – Графічні залежності продуктивності розчинонасоса: а), в), д), е) з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму; б), г), е), ж) гідроприводного з комбінованим компенсатором пульсації тиску;

а), б) – від рухомості розчину; в), г) – від та середнього тиску подачі розчину; д), е) – від приведенного об'єму компенсатора; ж) – кута нахилу спеціальної вставки, що розташована у всмоктувальній камері

Як видно з графічних залежностей (рис. 3.13, д, е) використання компенсатора з об'ємом від 5 дм³ до 20 дм³ не забезпечує компенсуючі втрати розчину в такті всмоктування. Раціональним об'ємом, який необхідно використовувати у комбінованих компенсаторах при стабільній подачі розчину повинен сягати 47 дм³.

Графічні залежності (рис. 3.13, є, ж) свідчать про те, що раціональне значення кута нахилу спеціальної вставки у робочій камері є $\beta = 45^\circ$. При такому куту нахилу спеціальної вставки зменшується до мінімуму шкідливий об'єм всмоктувальної камери та повне її заповнення, а під час нагнітання розчину зводяться до мінімуму зворотні витoki через всмоктувальний клапан. Також закон руху робочого органа забезпечує стабільність перекачування будівельних розчинів рухомістю П9-10 см, тиску подачі $p = 1,5$ МПа, об'ємі компенсатора 47 дм³, кути нахилу спеціальної вставки у робочій камері є $\beta = 45^\circ$.

3.3.3. Дослідження впливу факторів на значення об'ємного ККД розчинонасоса $\eta_{об}$

Після проведення попередніх експериментальних досліджень, було визначено, найбільш вагомі фактори, які впливають на ефективність роботи розчинонасоса. Такими факторами є: рухомість розчину, що перекачується; середній тиск подачі розчину; кут нахилу перегородки усіченого циліндру в робочій камері та жорсткість пружних елементів. Визначені діапазони зміни вказаних параметрів, тобто інтервали варіювання, в межах яких спостерігається найвища або різка зміна значень ефективності роботи розчинонасосу. Особливо швидка зміна об'ємного ККД здійснюється при рухомості П від 8 до 10 см та різних кутах нахилу перегородки усіченого конуса (від 30° до 60°) рис. 3.14.

Тому, у якості «нульового рівня», були прийняті такі значення параметрів: ОК9 см, $p = 1,5$ МПа, $\alpha = 45^\circ$, інтервали варіювання яких наведено у таблиці 3.4.

У результаті статистичної обробки (додаток А) було отримане рівняння, яке пов'язує об'ємний ККД розчинонасоса з факторами, що впливають на його ефективність роботи. Для точності розрахунку було введено для рухомості суміші дробний рівень – 0,5 (П8,5 см), так як на інтервалі рухомостей розчину від П8 см до

П9 см відбувається різке підвищення об'ємного ККД розчинонасоса.

Таблиця 3.4 – Параметри, які впливають на ефективність роботи розчинонасосу та їх інтервали варіювання

№	Найменування	Позначення	Розмірність	Верхній рівень (+)	Нульовий рівень (0)	Дробний Рівень (-0,5)	Нижній рівень (-)	Інтервал варіювання
X ₁	Рухомість розчину	П	см	10	9	8,5	8	1
X ₂	Середній тиск подачі розчину	p	МПа	2,5	1,5	–	0,5	1
X ₃	Кут нахилу перегородки усіченого циліндру	α	град.	60	45	–	30	15

Оскільки вплив дії наведених параметрів на об'ємний ККД відрізняється від лінійного, було вибрано трирівневий нелінійний дробний план проведення експерименту для $k=3$. У випадку, якщо побудована модель не буде відповідати проведеним дослідом (не буде адекватна), слід використовувати плани іншого вигляду. Для спрощення записів і наступних розрахунків верхній рівень варіювання факторів позначається символом (+1), середній рівень – (0), нижній – (–1), дробний – (–0,5). Вказаний запис переводить параметри варіювання у новий кодовий масштаб за формулою

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}. \quad (3.4)$$

де x_i – значення i -го фактору в новому кодовому масштабі; X_i – значення i -го фактору в натуральному масштабі; X_{i0} – основний рівень i -го фактору; ΔX_i – інтервал варіювання i -го фактору.

Експерименти проводимо відповідно до плану (табл. 3.5) наприклад, для першого дослідів рухомість перекачувального розчину X_1 має значення «–1» – 8 см, середній тиск подачі розчину X_2 має значення «–1» – 0,5 МПа, кут нахилу перегородки усіченого циліндру має значення «–1» – 30°. При виконанні експериментів, доцільно, дослідити в нульовій точці (всі фактори на «нульовому» рівні) рівномірно розподіляти між іншими, дублюючи їх через кожні 4–5 дослідів.

Результати дослідів обробляються з використанням методів математичної статистики, одержуючи при цьому алгебраїчне рівняння, яке відображає зв'язок між об'ємним ККД $\eta_{об}$ у розчинонасосу та вихідними факторами

$$\begin{aligned} \eta_{об} = & 0,964 + 0,155 \left(\frac{X_1 - 9}{1} \right) - 0,0008224 \left(\frac{X_2 - 1,5}{1} \right) + 0,056 \left(\frac{X_3 - 45}{15} \right) - \\ & - 0,086 \left(\frac{X_1 - 9}{1} \right)^2 - 0,073 \left(\frac{X_2 - 1,5}{1} \right)^2 - 0,072 \left(\frac{X_3 - 45}{15} \right)^2 - \\ & - 0,009488 \left(\frac{X_1 - 9}{1} \right) \left(\frac{X_2 - 1,5}{1} \right) + 0,021 \left(\frac{X_1 - 9}{1} \right) \left(\frac{X_3 - 45}{15} \right) + \\ & + 0,012 \left(\frac{X_2 - 1,5}{1} \right) \left(\frac{X_3 - 45}{15} \right) \end{aligned} \quad (3.5)$$

Таблиця 3.5 – План проведення експерименту

№ дослідів	Матриця планування (x_i)			Квадрати параметрів (x_i^2)			Взаємодії ($x_i x_j$)		
	x_1	x_2	x_3	x_1^2	x_2^2	x_3^2	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$
1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1
2	-1	-1	1	1	1	1	1	-1	-1
3	-1	0	0	1	0	0	0	0	0
4	-1	1	-1	1	1	1	-1	1	-1
5	-1	1	1	1	1	1	-1	-1	1
6	-0,5	-1	0	0,25	1	0	0,5	0	0
7	-0,5	0	-1	0,25	0	1	0	0,5	0
8	-0,5	0	0	0,25	0	0	0	0	0
9	-0,5	0	1	0,25	0	1	0	-0,5	0
10	-0,5	1	0	0,25	1	0	-0,5	0	0
11	0	-1	-1	0	1	1	0	0	1
12	0	-1	1	0	1	1	0	0	-1
13	0	0	0	0	0	0	0	0	0
14	0	0	0	0	0	0	0	0	0
15	0	0	0	0	0	0	0	0	0
16	0	1	0	0	1	0	0	0	0
17	0	-1	0	0	1	0	0	0	0
18	0	0	1	0	0	1	0	0	0
19	0	0	-1	0	0	1	0	0	0
20	0	1	-1	0	1	1	0	0	-1
21	0	1	1	0	1	1	0	0	1
22	0	1	1	0	1	1	0	0	1
23	1	-1	0	1	1	0	-1	0	0
24	1	0	-1	1	0	1	0	-1	0
25	1	0	0	1	0	0	0	0	0
26	1	0	1	1	0	1	0	1	0
27	1	1	0	1	1	0	1	0	0

* Сірим виділено фактори при їх середньому значенні.

Подальше перетворення рівняння (3.5) дає такий результат

$$\begin{aligned} \eta_{об} = & -7,8831044 + 1,654232 X_1 + 0,2675696 X_2 + 0,018733 X_3 - \\ & -0,086 X_1^2 - 0,073 X_2^2 - 0,00032 X_3^2 - \\ & -0,009488 X_1 X_2 + 0,0014 X_1 X_3 + 0,0008 X_2 X_3 \end{aligned} \quad (3.6)$$

Користуючись цим рівнянням, одержуємо можливість визначення об'ємного ККД розчинонасосу при проведенні обмеженої кількості дослідів.

На підставі отриманого рівняння представлено графіки залежності об'ємного ККД розчинонасосу від параметрів, що впливають на його ефективність (рис. 3.18).

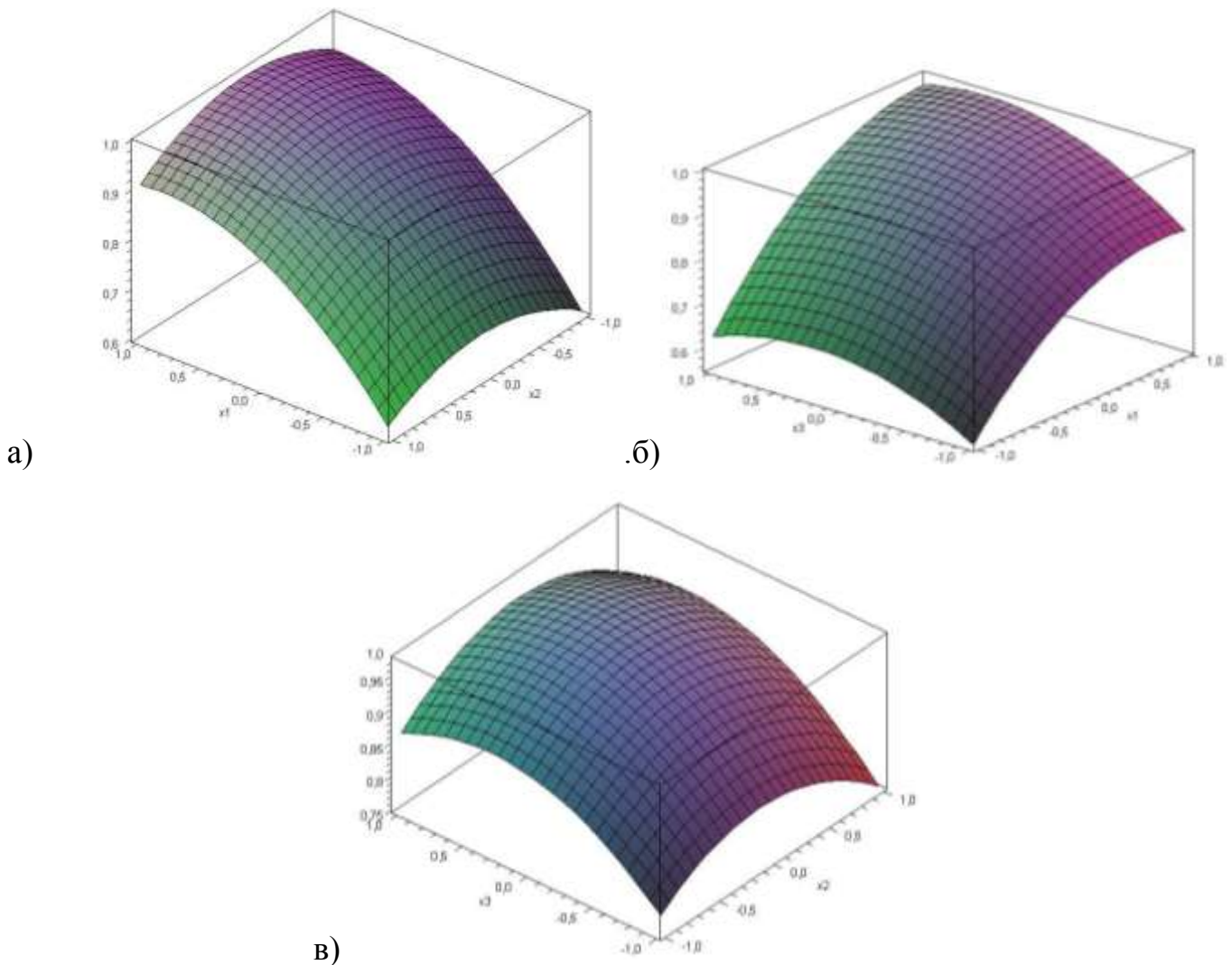


Рисунок 3.14 – Залежність об'ємного ККД розчинонасоса: а) від рухомості (осадки конуса) розчину та середнього тиску подачі розчину; б) від рухомості (осадки конуса) розчину та кута нахилу перегородки усіченого циліндру, що був введений у робочу камеру; в) від середнього тиску подачі розчину та кута нахилу перегородки усіченого циліндру, що був введений у робочу камеру

Аналіз графічних залежностей, що наведені на рис. 3.14, дозволив виявити раціональні параметри значення об'ємного ККД розчинонасосу з введеним усіченим циліндром та встановленою на нього перегородкою під кутом α . Для будівельних розчинів з рухомістю П 8–10 см найраціональнішим кутом нахилу перегородки є кут $\alpha = 45^\circ$. Збільшення середнього тиску подачі розчину при рухомості менше П 8,5 см не дає суттєвого підвищення об'ємного ККД розчинонасосу – за рахунок стиснення нерозчиненого та замішаного повітря.

Але при рухомості більше П 10 см – збільшення тиску подачі веде до незначного зменшення об'ємного ККД, за рахунок того, що у розчині збільшено водо-цементне відношення, яке призводить до витиснення нерозчиненого повітря із суміші.

Також на підставі отриманого рівняння представлено графіки залежності об'ємного ККД розчинонасоса від параметрів, що впливають на його ефективність (рис. 3.15).

За одержаними графічними залежностями видно, що теоретичні (штрихові лінії на рис. 3.15) узгоджуються з фактичними експериментальними (суцільні лінії на рис. 3.15). Збільшення дійсного об'ємного ККД порівняно з теоретичним для розчинів П 8...12 см пояснюється підвищенням тиску у робочій камері і зменшенням розширення розчину наприкінці такту всмоктування відповідно до теоретичних розрахунків.

Залежності (рис. 3.15) вказують на суттєвий вплив рухомості розчину на об'ємні втрати розчину, які суттєво знижують об'ємний ККД розчинонасоса. Особливо це помітно при перекачуванні розчинів рухомістю П8-10 см.

Проведений порівняльний аналіз результатів свідчить про придатність розробленої методики розрахунку об'ємного ККД розчинонасоса за залежністю (2.90) з урахуванням пружних властивостей перекачуваного середовища.

Порівняння результатів експериментальної залежності з теоретичною визначення об'ємного ККД показано на рис. 3.15.

Графічні залежності (рис. 3.15) свідчать, що збільшення об'єму комбінованого компенсатора призводить до підвищення об'ємного ККД за рахунок компенсаційної дії об'єму під час всмоктування розчинонасосом.

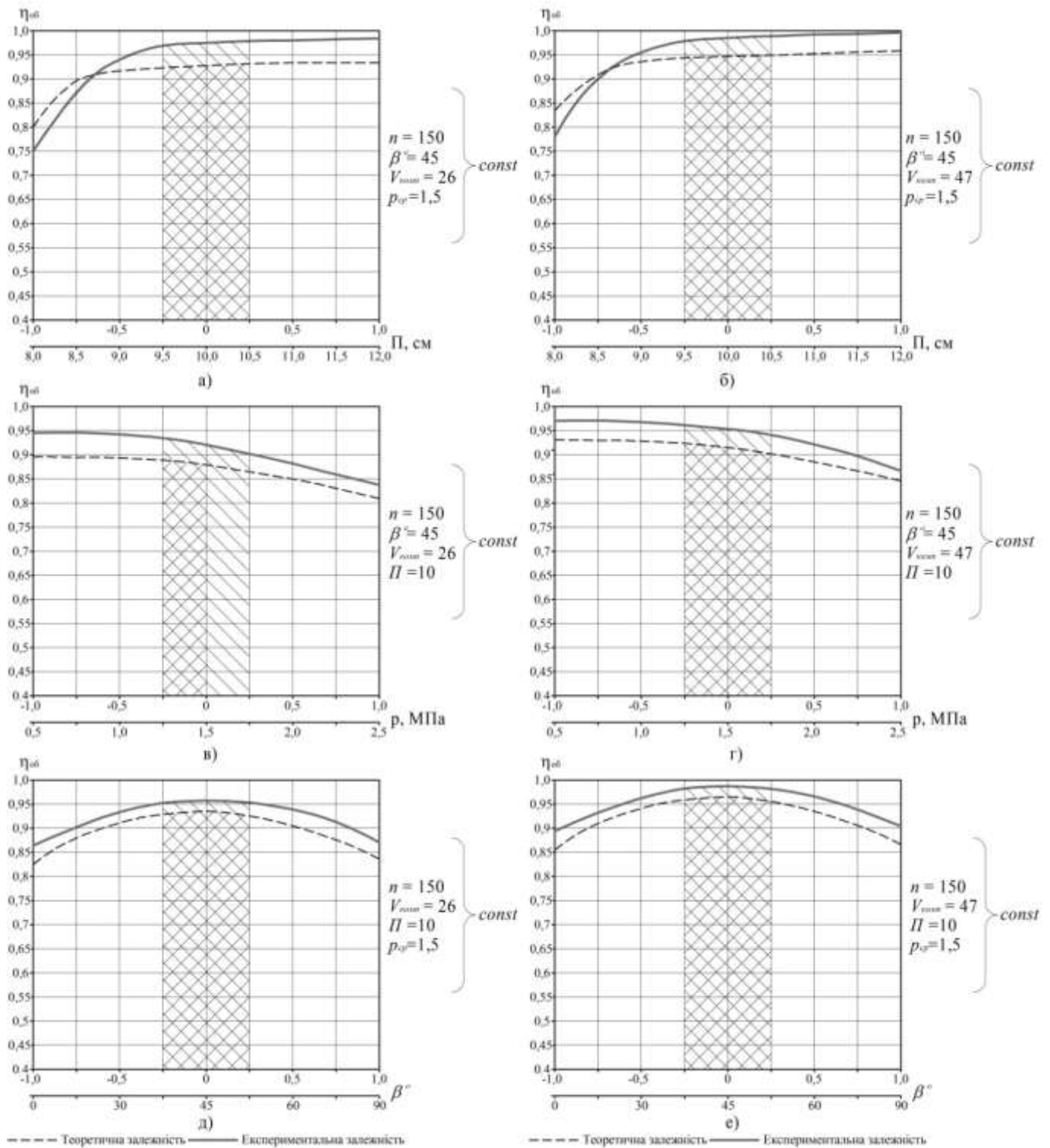


Рисунок 3.15 – Графічні залежності об'ємного ККД розчинонасоса: а), в) , д) з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму; б), г), е) гідроприводного з комбінованим компенсатором пульсації тиску; а), б) від рухомості Х1 розчину; в), г) від та середнього тиску подачі розчину Х2; д), е) від кута нахилу спеціальної вставки Х3, що розташована у всмоктувальній камері

Графічні залежності, що наведені на рис. 3.15, дозволяють виявити раціональні параметри спеціальної вставки, що суттєво підвищує значення об'ємного ККД розчинонасоса. Для перекачування розчинонасосом будівельних розчинів рухомістю П 8–12 см раціональним кутом нахилу спеціальної вставки є кут $\beta = 45^\circ$. Підвищення середнього тиску подачі розчину при рухомості П 10 см не суттєво знижує об'ємний ККД розчинонасоса – за рахунок стиснення нерозчиненого та замішаного повітря.

3.3.4 Вивчення впливу акумулюючого об'єму повітря компенсаторів на об'ємний ККД

Проведено експериментальні дослідження визначення раціонального приведенного об'єму компенсатора гідроприводного розчинонасоса з раціональними параметрами клапанних вузлів та робочої камери за для досягнення високого рівня об'ємного ККД розчинонасоса при мінімальних рівнях ступеня пульсацій тиску подачі розчину.

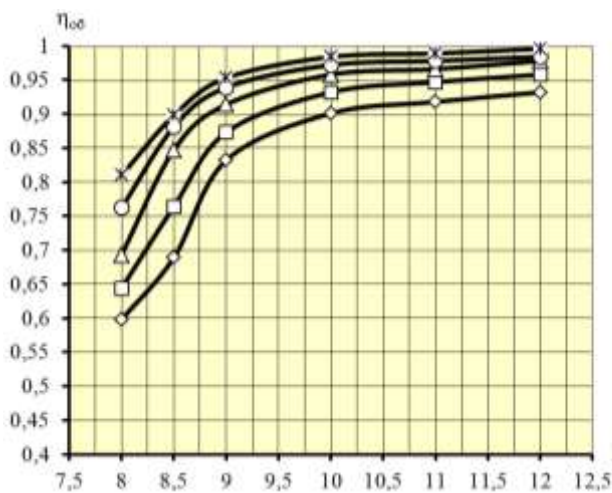
Експериментальні дослідження вказують на те, що об'ємний ККД розчинонасоса напряму залежить від рухомості розчину. Зростання об'ємного ККД розчинонасоса зумовлене раціональними параметрами всмоктувального та нагнітального клапанів, а також всмоктувальної камери об'єм шкідливого об'єму якої зменшено до мінімуму за рахунок спеціальної вставки з хордою профілю 45° .

Під час експериментальних досліджень здійснювалося варіювання приведеними об'ємами комбінованих компенсаторів рис 2.1, 2.5 та представлених в таблиці. 3.6 та рис.3.16.

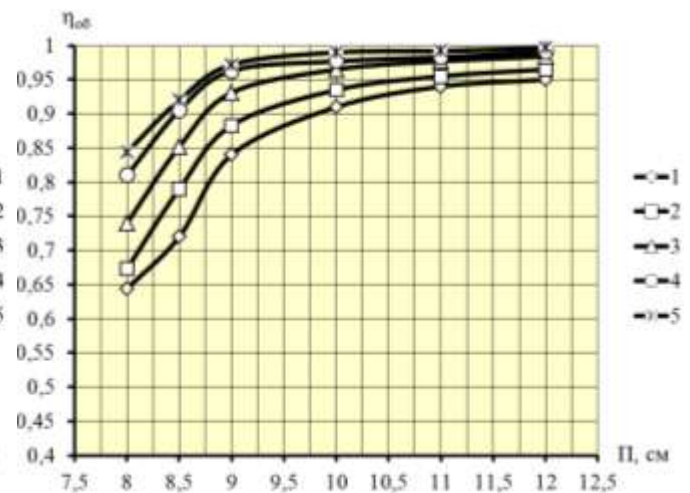
Дослідження показали, що значення об'ємного ККД розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску (рис. 3.16, а крива 1,) зросли на 2-3% ніж у розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму (рис. 3.16, б крива 1,), що пояснюється зростанням приведенного компенсаційного об'єму компенсатора на 15-16 дм³. Це також пояснюється конструктивними особливостями компенсаторів у яких площа контакту замкненої камери з перекачуванним середовищем у компенсатора збільшеного об'єму рис. 2.1 значно менше, що тим самим зменшує його компенсуючу дію, що характеризується коефіцієнтами $k_{з.к.с}$, $k_{з.к.г}$ див. п. 2.2.

Таблиця 3.6 – Порівняльні значення об'ємного ККД розчинонасосів з різними приводами залежно від приведенного об'єму компенсуючих пристроїв, рухомості перекачуваного розчину та тиску подачі $p_{cp} = 2,2$ МПа

Рухомість розчину	Об'ємний ККД розчинонасоса залежно від приведеного об'єму у компенсаторі та рухомості розчину				
Розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму					
Об'єм компенсатора	$V_{комп} = 30, \text{дм}^3$	$V_{комп} = 38, \text{дм}^3$	$V_{комп} = 41, \text{дм}^3$	$V_{комп} = 47, \text{дм}^3$	$V_{комп} = 55, \text{дм}^3$
П 8	0,598	0,644	0,693	0,762	0,81
П 8,5	0,689	0,764	0,847	0,881	0,898
П 9	0,832	0,873	0,914	0,939	0,953
П 10	0,901	0,932	0,958	0,972	0,984
П 11	0,918	0,947	0,966	0,978	0,989
П 12	0,932	0,958	0,978	0,984	0,996
Гідроприводний розчинонасос з комбінованим компенсатором пульсації тиску					
Об'єм компенсатора	$V_{комп} = 41, \text{дм}^3$	$V_{комп} = 47, \text{дм}^3$	$V_{комп} = 55, \text{дм}^3$	$V_{комп} = 65, \text{дм}^3$	$V_{комп} = 75, \text{дм}^3$
П 8	0,644	0,673	0,74	0,81	0,844
П 8,5	0,72	0,79	0,852	0,905	0,92
П 9	0,84	0,883	0,931	0,963	0,972
П 10	0,91	0,935	0,965	0,977	0,99
П 11	0,94	0,955	0,977	0,983	0,992
П 12	0,95	0,965	0,984	0,991	0,997



а)



б)

Рисунок – 3.16 Графічні залежності об'ємного ККД розчинонасосів від рухомості перекачуваного розчину при різних приведених об'ємах компенсаторів :

а) для компенсатора збільшеного об'єму 1 – $V_{комп} = 30, \text{дм}^3$; 2 – $V_{комп} = 38, \text{дм}^3$; 3 – $V_{комп} = 41, \text{дм}^3$; 4 – $V_{комп} = 47, \text{дм}^3$; 5 – $V_{комп} = 55, \text{дм}^3$ б) для компенсатора пульсації тиску 1 – $V_{комп} = 41, \text{дм}^3$; 2 – $V_{комп} = 47, \text{дм}^3$; 3 – $V_{комп} = 55, \text{дм}^3$; 4 – $V_{комп} = 65, \text{дм}^3$; 5 – $V_{комп} = 75, \text{дм}^3$

Варто зазначити, що знижений рівень об'ємного ККД розчинонасоса на рухомостях $\Pi = 8-9$ см, що пояснюється зростаючою амплітудою між мінімальним тиском p_{min} і максимальним тиском p_{max} . Також зменшена інерційність і текучість розчинів суттєво впливає на акумулюючу дію компенсуючих пристроїв та збільшеними зворотними витоками через всмоктувальний та нагнітальний клапани.

Також зменшення "шкідливого" об'єму усмоктувальної камери завдяки встановленню спеціальної вставки, та направелене спрямування потоку розчину за рахунок її форми на верхню поверхню всмоктувального клапана, що призвело до більш швидкого спрацювання на закриття та зменшення зворотних витоків в такті нагнітання розчину та постійний рівень швидкості робочого органа (поршня) забезпечило зростання об'ємного ККД розчинонасоса та об'єм компенсатора на рівні 60 дм³.

Раціональною схемою усмоктувальної камери розчинонасоса є підпружинення нагнітального клапану і встановлення в робочу камеру спеціальної вставки.

3.3.5 Визначення потужності, необхідної для роботи розчинонасоса з комбінованими компенсаторами різних конструктивних рішень

Експериментальні дослідження з споживання потужності на протязі циклу роботи розчинонасоса з комбінованим компенсаторами збільшеного об'єму та гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску проводилися з використанням спеціального вимірювального електрообладнання при перекачуванні розчинів різної рухомості.

Витрати потужності розчинонасоса визначаються залежністю (2.98) і порівнюються з результатами експериментальних досліджень (рис. 3.17).

Аналіз графічних результатів свідчить про те, що витрата потужності на протязі циклу роботи розчинонасосів прямо пропорційна тиску розчину і зворотно пропорційна ККД. За порівнянням як експериментальних, так і теоретичних залежностей (рис. 3.9) суттєвий вплив на витрату потужності до максимальних значень здійснюють пульсації тиску розчину. Зменшення витрат потужності спостерігається у гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску

(рис. 3.17,) і сягає біля 21%. Це пояснюється зниженням пульсацій тиску розчину за рахунок руху поршня розчинонасоса з постійною швидкістю в такті нагнітання та ефективністю спрацювання комбінованого компенсатора пульсації тиску.

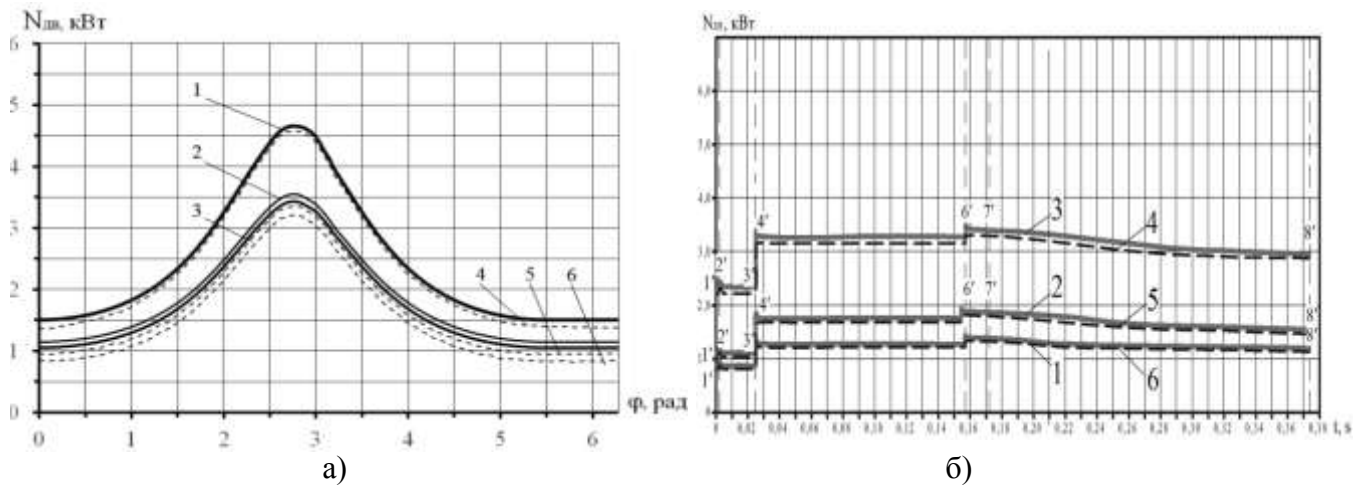


Рисунок 3.17 – Графічні теоретичні та експериментальні залежності потужності, що споживається на протязі циклу роботи розчинонасоса при різних рухомостях будівельного розчину: а – розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму; б – гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску

– теоретичні 1 – при П8; 2 – при П10; 3 – при П12;

– експериментальні 4 – при П8; 5 – при П10; 6 – при П12

Аналогічним чином для дослідження впливу раніше вказаних факторів на витрати потужності розчинонасоса з різними приводами знайдено рівняння регресії відповідно якому побудовані графічні залежності (рис. 3.18).

Для розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму одержано рівняння регресії в кодовому вигляді, згідно з яким побудовано графічні залежності (рис. 3.18, а, б, в, г)

$$Y_3 = 3,321 + 0,102 \cdot X_1 - 0,021 \cdot X_3 + 0,023 \cdot X_4 - 0,026 \cdot X_2^2 + 0,311 \cdot X_3^2 + 0,338 \cdot X_4^2 + 0,046 \cdot X_2 \cdot X_3 + 0,054 \cdot X_2 \cdot X_4 + 0,07 \cdot X_3 \cdot X_4 \quad (3.7)$$

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

$$\begin{aligned}
Y_3 = & 3,321 + 0,102 \cdot \left(\frac{P-10}{2} \right) - 0,021 \cdot \left(\frac{V_{\text{комп}} - 47}{17} \right) + 0,023 \cdot \left(\frac{\beta - 45}{15} \right) - \\
& - 0,026 \cdot \left(\frac{p-1,5}{1} \right)^2 + 0,311 \cdot \left(\frac{V_{\text{комп}} - 47}{17} \right)^2 + 0,338 \cdot \left(\frac{\beta - 45}{15} \right)^2 + \\
& + 0,046 \cdot \left(\frac{p-1,5}{1} \right) \cdot \left(\frac{V_{\text{комп}} - 47}{17} \right) + 0,054 \cdot \left(\frac{p-1,5}{1} \right) \cdot \left(\frac{\beta - 45}{15} \right) + 0,07 \cdot \left(\frac{V_{\text{комп}} - 47}{17} \right) \cdot \left(\frac{\beta - 45}{15} \right)
\end{aligned} \quad (3.8)$$

Для гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску одержано рівняння регресії в кодовому вигляді, відповідно якому побудовані графічні залежності, а на (рис. 3.18, д, е, є, ж) приведені графічні залежності від факторів, що досліджуються

$$\begin{aligned}
Y_4 = & 3,572 + 0,091 \cdot X_1 + 0,188 X_1^2 + 0,327 X_2^2 + 0,322 \cdot X_3^2 + 0,261 \cdot X_4^2 + \\
& + 0,013 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,038 \cdot X_2 \cdot X_3 + 0,039 \cdot X_2 \cdot X_4 + 0,054 \cdot X_3 \cdot X_4
\end{aligned} \quad (3.9)$$

Натуральними значеннями факторів рівняння (3.9) має вигляд

$$\begin{aligned}
Y_4 = & 3,572 + 0,091 \cdot \left(\frac{P-10}{2} \right) + 0,188 \cdot \left(\frac{P-10}{2} \right)^2 + 0,327 \cdot \left(\frac{p-1,5}{1} \right)^2 + \\
& + 0,322 \cdot \left(\frac{V_{\text{комп}} - 47}{17} \right)^2 + 0,261 \cdot \left(\frac{\beta - 45}{15} \right)^2 + 0,013 \cdot \left(\frac{P-10}{2} \right) \cdot \left(\frac{p-1,5}{1} \right) + \\
& + 0,038 \cdot \left(\frac{p-1,5}{1} \right) \cdot \left(\frac{V_{\text{комп}} - 47}{17} \right) + 0,039 \cdot \left(\frac{p-1,5}{1} \right) \cdot \left(\frac{\beta - 45}{15} \right) + 0,054 \cdot \left(\frac{V_{\text{комп}} - 47}{17} \right) \cdot \left(\frac{\beta - 45}{15} \right)
\end{aligned} \quad (3.10)$$

Результати експериментальних досліджень (рис. 3.18, а, д) показують, що зменшення витрат потужності спостерігається при зростанні рухомості розчину, за рахунок зменшення опору просування по трубопроводу та зменшенню зворотних витоків через клапана. Графічні залежності експериментальних досліджень (рис. 3.18, б, е) показують, що витрати потужності прямо пропорційні зростанню тиску розчину, особливо спостерігається зростання витрати потужності при підвищенні тиску в діапазоні 1,5 – 2,5 МПа. Збільшення приведенного об'єму повітря компенсатора (рис. 3.18, в, є), який впливає на зменшення ступеня пульсацій тиску розчину в свою чергу зменшує витрати потужності. Результати досліджень (рис. 3.18, г, ж) вказують на те, що зведення до мінімуму витрат потужності відбувається при куту нахилу спеціальної вставки у всмоктувальній камері 45^0 яка зменшує зворотні витoki через всмоктувальний клапан, і ти самим зменшує ступінь пульсацій тиску. Зменшення витрат потужності на 1,2 кВт у гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску на пряму пов'язано з меншим рівнем ступеня пульсацій тиску подачі.

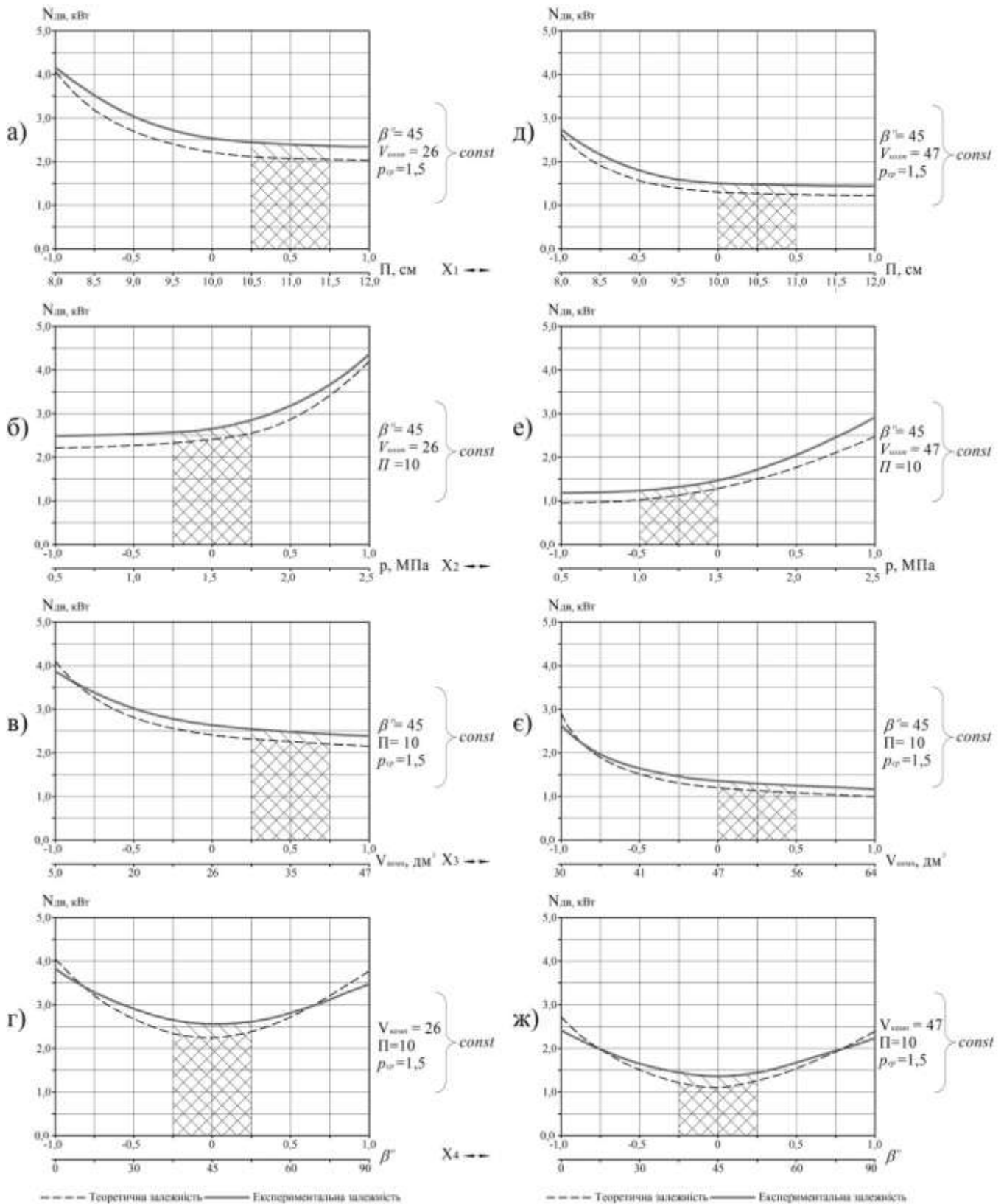


Рисунок 3.18 – Графічні залежності потужності: а), б), в), г) розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму; д), е), є), ж) гідроприводний розчинонасос з комбінованим компенсатором пульсації тиску; а), д) від рухомості X_1 розчину; б), е) від та середнього тиску розчину X_2 ; в), є) від приведенного об'єму компенсатора; г), ж) від кута нахилу спеціальної вставки X_3 , що розташована у всмоктувальній камері

Аналіз експериментальних та розрахункових результатів досліджень (рис. 3.18) свідчить про те, що показник потужності для усіх випадків у гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму менший в порівнянні з розчинонасосом, який оснащено електромеханічним приводом комбінованим з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму. Діапазони раціональних технологічних параметрів (рис. 3.18) наступні $X_1 = 10...11$ см; $X_2 = 1,0...1,5$ МПа; $X_3 = 47...65$ дм³; $X_4 = 37,5...52,5^\circ$.

Таким чином, можливо констатувати, що гідроприводний розчинонасос удосконаленої конструкції з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму при аналогічних умовах роботи розчинонасосів має наступний ряд переваг перед розчинонасосом, який оснащено електромеханічним приводом комбінованим з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму: зменшився ступінь пульсації тиску розчину на 15%; збільшилася продуктивність на 12%; знизилися витрати потужності на 21%.

Розбіжність результатів проведених експериментальних і теоретичних досліджень визначення потужності складає 5 – 10%.

3.4 Експериментальні дослідження визначення жорсткості пневмобалона через вертикальне стискування

Під час експериментальних досліджень здійснювали вертикальне навантаження гідравлічним домкратом з тиск якого, зчитували з вмонтованого манометра (рис. 3.3). Лінійні розміри вертикального стискування фіксувалися через крок зміни показника манометра на 0,2 МПа від початку показчика від 0,4 МПа. Вимірювання проводилися до тиску 4 МПа. Для визначення коефіцієнта жорсткості необхідно визначити зусилля, через діаметр плунжера, який складає $d = 28$ мм. Тиск у пневмобалоні від 0,05 до 0,25 МПа. Повторюваність дослідів виконувалися тричі. Результати досліджень щодо жорсткості пневмобалона наведено і представлено 3.1 – 3.4.

За законом Гука коефіцієнт пружності [10, 19]:

$$k = \frac{F}{L}, \quad (3.11)$$

де F – зусилля, Н; k – коефіцієнт жорсткості, Н/мм; L – лінійне видовження, мм, (в нашому випадку стискання) від початкового значення відняти поточне.

Щоб знайти коефіцієнт жорсткості, потрібно розділити силу стискання досліджуваних пружних елементів на величину стискання.

Зауважимо, що під час деформування пневмобалону, виникає зворотня сила, яка впротихід намагається повернути його форму початкові розміри і форму. Ця сила виникає в результаті електромагнітного ефекту між атомами та молекулами гумотканинного матеріалу, з якого складається пружний елемент. Цю силу можна назвати силою пружності. Залежно від величини сили пружності змінюється вібропоглинання, чи швидкість затухання коливань, що буде визначено в другу чергу.

Графічні залежності коефіцієнта жорсткості, від тиску стиснення пневмоболона представлено на (рис. 3.19).

Графічні залежності вказують на те, що характер зміни коефіцієнта жорсткості описують параболічний зміст, тому для достовірності експериментальних досліджень необхідно провести апроксимацію отриманих результатів за квадратичною регресією.

Рівняння регресії представляє собою [30, 95]

$$y_i = a \cdot x^2 + b \cdot x + c \quad (3.12)$$

де a, b, c – константи рівняння.

Для визначення констант використовують систему рівнянь

$$\begin{cases} a \cdot \sum x_i^2 + b \cdot \sum x_i + n \cdot c = \sum y_i \\ a \cdot \sum x_i^3 + b \cdot \sum x_i^2 + c \cdot \sum x_i = \sum x_i \cdot y_i \\ a \cdot \sum x_i^4 + b \cdot \sum x_i^3 + c \cdot \sum x_i^2 = \sum x_i^2 \cdot y_i \end{cases} \quad (3.13)$$

За (3.13) $a = 11199,4$; $b = -1384,8$; $c = -2252,9$, а отже залежність матиме

вигляд

$$y = 11199,4 \cdot x^2 - 1384,8 \cdot x - 2252,9 \quad (3.14)$$

Коефіцієнт кореляції визначається за залежністю

$$R = \sqrt{1 - \frac{\sum (y_i - \bar{y})^2}{\sum (y_i - \bar{y})^2}} \quad (3.15)$$

де
$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum y_i \quad (3.16)$$

Переважною мірою залежності (3.15) між двома величинами є коефіцієнт кореляції Пірсона, який має назву «коефіцієнтом кореляції». Це досягається з співвідношення коваріації двох розглянутих змінних значень числового переліку даних і нормалізації через квадратний корінь їх дисперсії. Математично коваріація цих двох змінних є відношення просто до добутку їхніх стандартних відхилень. Карл Пірсон дослідив це співвідношення на основі подібних складових, але дещо відмінних від ідей Френсіса Гальтона. Коефіцієнт кореляції Пірсона має спроможність встановити пряму лінію, яка найкраще може відповідати набору даних двох змінних, практично відображаючи очікувані значення. Отриманий коефіцієнт кореляції Пірсона вказує на те, що наскільки фактичний набір числових даних відхиляється від очікуваного значення. Припускається, що існує певний зв'язок між змінними значеннями в наборі даних, це становитиме або негативну, або позитивну кореляцію, залежно від знаку коефіцієнта кореляції Пірсона. Саме для представлених значень таблиці 3.7 коефіцієнт кореляції матиме значення 0,9995.

Коефіцієнт детермінації, R^2 , представляє статистичний показник, що застосовується в статистичних моделях як міра залежності варіації залежної змінної від варіації незалежної змінної. Іншими словами, це пояснюється моделлю кількісного складу варіацій залежної змінної та вказує, наскільки добре отримані спостереження підтверджують модель (зображений на графічних залежностях $R^2=0,999$). Цей показник вказує на те, що дослідження виконувались із 99,9 % достовірністю.

Для пневмобалона, при різних тисках повітря в балоні, представлено результати досліджень із графічними залежностями коефіцієнта жорсткості.

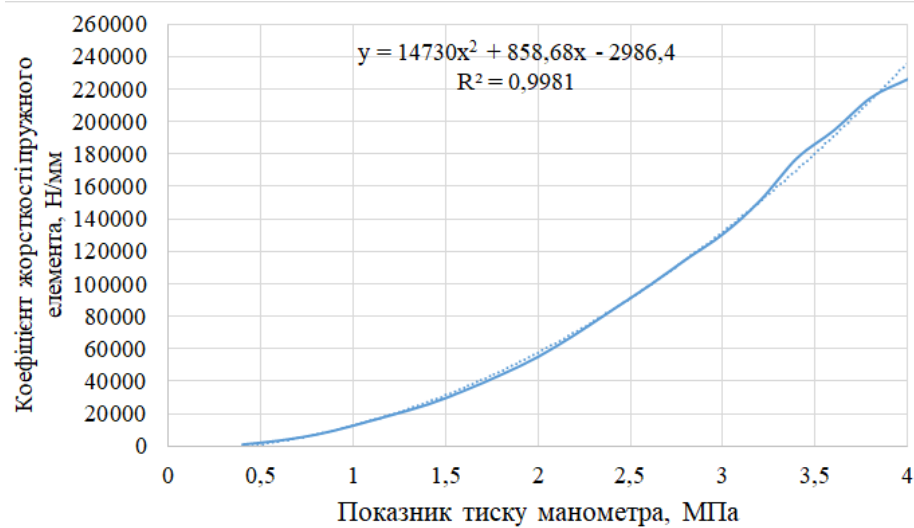


Рисунок 3.19 – Залежність зміни коефіцієнта жорсткості пневмобалона ($P_B=0,05$ МПа).

Таблиця 3.7 – Експериментальні дані коефіцієнта жорсткості пневмобалона, як замкненої камери компенсатора при тиску ($P_B=0,05$ МПа).

№ пп	Показники тиску манометра P , МПа	Значення зусилля пружного елемента F , Н	Зміна вертикальних лінійних розмірів за вимірювання l , мм			Середнє значення лінійного розміру l , мм	Коефіцієнт жорсткості k , Н/мм
			1-е	2-е	3-є		
1	2	3	4	5	6	7	8
1	0,4	246	322	323	322	322	1230,88
1	2	3	4	5	6	7	8
2	0,6	369	317	318	317	317	3692,64
3	0,8	492	312	313	312	312	7385,28
4	1,0	615	307	308	307	307	12924,24
5	1,2	739	301	302	301	301	19201,728
6	1,4	862	296	297	296	296	25848,48
7	1,6	985	292	293	292	292	34464,64
8	1,8	1108	287	288	287	287	44311,68
9	2,0	1231	282	283	282	282	55389,6
10	2,2	1354	277	278	277	277	69052,368
11	2,4	1477	271	272	271	271	84192,192
12	2,6	1600	265	266	265	265	99208,928
13	2,8	1723	260	261	260	260	115456,544
14	3,0	1846	255	256	255	255	131088,72
15	3,2	1969	251	252	251	251	151644,416
16	3,4	2092	245	246	245	245	177862,16
17	3,6	2216	237	238	237	237	194971,392
18	3,8	2339	234	235	234	234	215157,824
19	4,0	2462	230	231	230	230	226481,92

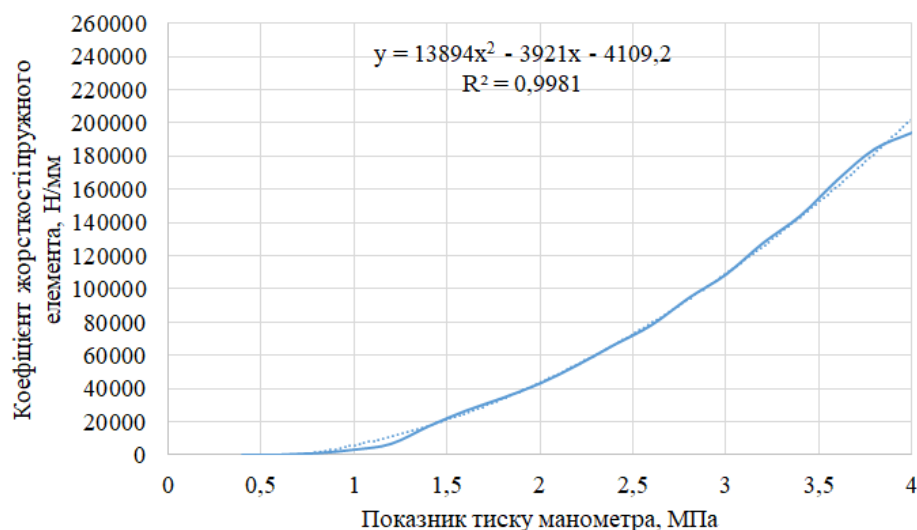


Рисунок 3.20 – Експериментальні дані коефіцієнта жорсткості пневмобалона, як замкненої камери компенсатора при тиску ($P_B=0,1$ МПа)

Таблиця 3.8 – Експериментальні дані коефіцієнта жорсткості пневмобалона, як замкненої камери компенсатора при тиску ($P_B=0,1$ МПа).

№ пп	Показники тиску манометра P , МПа	Значення зусилля пружного елемента F , Н	Зміна вертикальних лінійних розмірів за вимірювання l , мм			Середнє значення лінійного розміру l , мм	Коефіцієнт жорсткості k , Н/мм
			1-е	2-е	3-е		
1	2	3	4	5	6	7	8
1	0,4	246	322	323	322	322	0
2	0,6	369	322	323	322	322	0
3	0,8	492	322	323	322	322	984,704
4	1	615	320	321	320	320	3077,2
5	1,2	739	317	318	317	317	6646,752
6	1,4	862	313	314	313	313	17232,32
7	1,6	985	302	303	302	302	26587,008
8	1,8	1108	295	296	295	295	34341,552
9	2	1231	291	292	291	291	43080,8
10	2,2	1354	287	288	287	287	54158,72
11	2,4	1477	282	283	282	282	66467,52
12	2,6	1600	277	278	277	277	78407,056
13	2,8	1723	273	274	273	273	94777,76
14	3	1846	267	268	267	267	108932,88
15	3,2	1969	263	264	263	263	128011,52
16	3,4	2092	257	258	257	257	144382,224
17	3,6	2216	253	254	253	253	166168,8
18	3,8	2339	247	248	247	247	184755,088
19	4	2462	243	244	243	243	194479,04

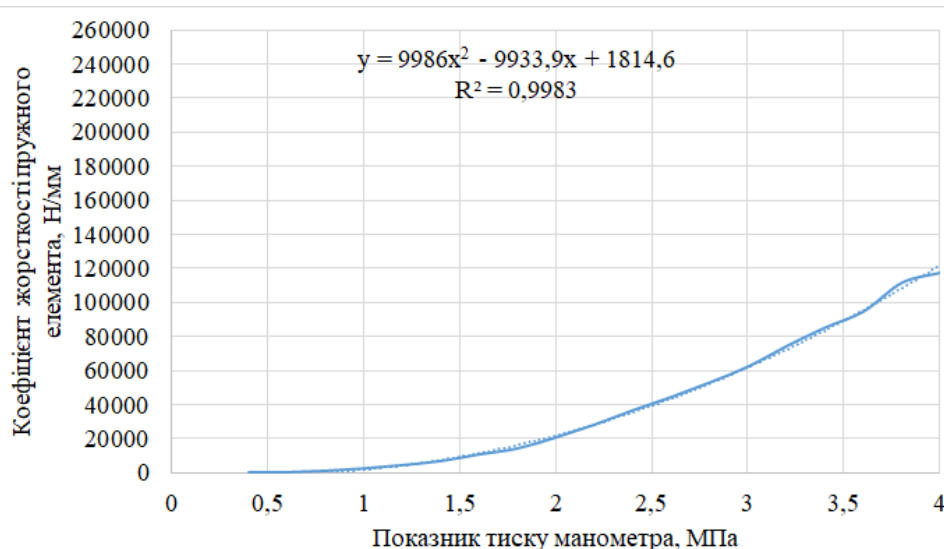


Рисунок 3.21 – Експериментальні дані коефіцієнта жорсткості пневмобалона, як замкненої камери компенсатора при тиску ($P_B=0,15$ МПа)

Таблиця 3.9 – Експериментальні дані коефіцієнта жорсткості пневмобалона, як замкненої камери компенсатора при тиску ($P_B=1,5$ атм).

№ пп	Показники тиску манометра P , МПа	Значення зусилля пружного елемента F , Н	Зміна вертикальних лінійних розмірів за вимірювання l , мм			Середнє значення лінійного розміру l , мм	Коефіцієнт жорсткості k , Н/мм
			1-е	2-е	3-є		
1	2	3	4	5	6	7	8
1	0,4	246	323	323	323	323	0,00
2	0,6	369	323	323	323	323	0,00
3	0,8	492	323	323	323	323	820,59
4	1	615	321	322	321	321	2256,61
5	1,2	739	319	320	319	319	4184,99
6	1,4	862	317	318	317	317	6605,72
7	1,6	985	315	316	315	315	10503,51
8	1,8	1108	312	313	312	312	14032,03
9	2	1231	310	311	310	310	20514,67
10	2,2	1354	306	307	306	306	27982,01
11	2,4	1477	302	303	302	302	36434,05
12	2,6	1600	298	299	298	298	44270,65
13	2,8	1723	295	296	295	295	52845,78
14	3	1846	292	293	292	292	62159,44
15	3,2	1969	289	290	289	289	74181,03
16	3,4	2092	285	286	285	285	85094,84
17	3,6	2216	282	283	282	282	94531,58
18	3,8	2339	280	281	280	280	111476,70
19	4	2462	275	276	275	275	117343,89

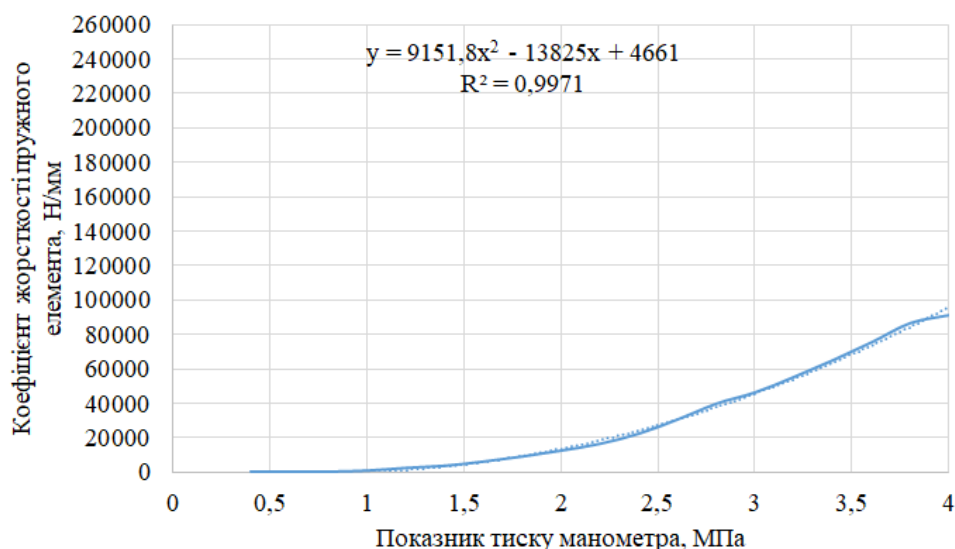


Рисунок 3.22 – Експериментальні дані коефіцієнта жорсткості пневмобалона, як замкненої камери компенсатора при тиску ($P_B=0,2$ МПа).

Таблиця 3.10 – Експериментальні дані коефіцієнта пружності пневматичного пружного елемента ($P_B=0,2$ МПа).

№ пп	Показники тиску манометра P , МПа	Значення зусилля пружного елемента F , Н	Зміна вертикальних лінійних розмірів за вимірювання l , мм			Середнє значення лінійного розміру l , мм	Коефіцієнт жорсткості k , Н/мм
			1-е	2-е	3-е		
1	2	3	4	5	6	7	8
1	0,4	246	323	324	323	323	0,00
2	0,6	369	323	324	323	323	0,00
3	0,8	492	323	324	323	323	0,00
4	1	615	323	324	323	323	615,44
5	1,2	739	322	323	322	322	2215,58
6	1,4	862	320	321	320	320	3446,46
7	1,6	985	319	320	319	319	5908,22
8	1,8	1108	317	318	317	317	8862,34
9	2	1231	315	316	315	315	12308,80
10	2,2	1354	313	314	313	313	16247,62
11	2,4	1477	311	312	311	311	22155,84
12	2,6	1600	308	309	308	308	30402,74
13	2,8	1723	304	305	304	304	39634,34
14	3	1846	300	301	300	300	46158,00
15	3,2	1969	298	299	298	298	55143,42
16	3,4	2092	295	296	295	295	64867,38
17	3,6	2216	292	293	292	292	75329,86
18	3,8	2339	289	290	289	289	86530,86
19	4	2462	286	287	286	286	91085,12

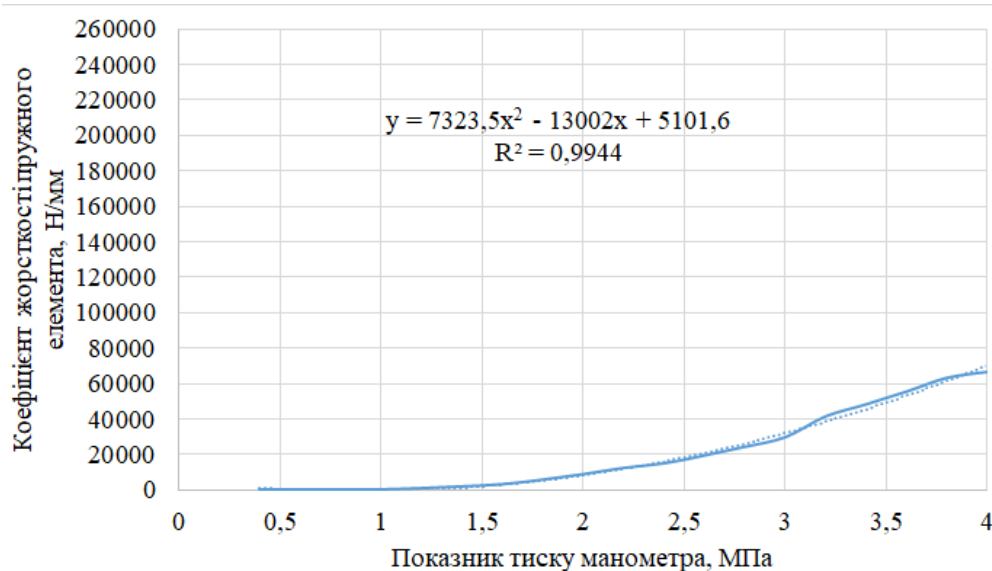


Рисунок 3.23 – Експериментальні дані коефіцієнта жорсткості пневмобалона, як замкненої камери компенсатора при тиску ($P_B=0,25$ МПа).

Таблиця 3.11 – Експериментальні дані коефіцієнта пружності пневматичного пружного елемента ($P_B=2$ атм).

№ пп	Показники тиску манометра P , МПа	Значення зусилля пружного елемента F , Н	Зміна вертикальних лінійних розмірів за вимірювання l , мм			Середнє значення лінійного розміру l , мм	Коефіцієнт жорсткості k , Н/мм
			1-е	2-е	3-є		
1	2	3	4	5	6	7	8
1	0,4	246	323	324	323	323	0,00
2	0,6	369	323	324	323	323	0,00
3	0,8	492	323	324	323	323	0,00
4	1	615	323	324	323	323	0,00
5	1,2	739	323	324	323	323	738,53
6	1,4	862	322	323	322	322	1723,23
7	1,6	985	321	322	321	321	2954,11
8	1,8	1108	320	321	320	320	5538,96
9	2	1231	318	319	318	318	8616,16
10	2,2	1354	316	317	316	316	12185,71
11	2,4	1477	314	315	314	314	14770,56
12	2,6	1600	313	314	313	313	19201,73
13	2,8	1723	311	312	311	311	24125,25
14	3	1846	309	310	309	309	29541,12
15	3,2	1969	307	308	307	307	41357,57
16	3,4	2092	302	303	302	302	48127,41
17	3,6	2216	300	301	300	300	55389,60
18	3,8	2339	298	299	298	298	63144,14
19	4	2462	296	297	296	296	66467,52

Аналізуючи рисунки 3.19 – 3.23 приходимо до висновку, що експериментальне дослідження виконані з мінімальними похибками, про що свідчить коефіцієнт детермінації. Досліджуваний максимальний коефіцієнт жорсткості пневматичного пружного елементу при відповідних показниках тисків на манометрі домкрату змінюється у довільній формі для всіх тисків у пневмобалоні, без ніякого закону (лінійного, гіперболічного, арифметичної чи геометричної прогресії) і складає, наприклад, для тиску у 4 МПа:

- при внутрішньому тиску пневмобалона у 0,05 МПа – $k=226481,9$ Н/мм;
- при внутрішньому тиску пневмобалона у 0,1 МПа – $k=194479$ Н/мм;
- при внутрішньому тиску пневмобалона у 0,15 МПа – $k=117343,9$ Н/мм;
- при внутрішньому тиску пневмобалона у 0,2 МПа – $k=91085,12$ Н/мм;
- при внутрішньому тиску пневмобалона у 0,25 МПа – $k=66467,52$ Н/мм;

На це безсумнівно впливають гістерезисні властивості гуми з якої зроблений пневматичний пружний елемент та термодинамічні процеси стиску і розширення повітря в ньому. Це потребує більш детального дослідження зміни об'єму та форми пневмобалона, як замкненої камери компенсатора під час його компенсуючої дії, та як впливають на процес компенсації пружні властивості оболонки пневмобалона під дією тиску розчину по всій поверхні.

3.5 Дослідження швидкості затухання коливань (вібропоглинання)

Попередньо було відмічено, що під час деформації пружинного елемента, виникає сила, яка здійснює вплив на повернення пневмобалону в початковий розмір і форму. Ця сила виникає завдяки електромагнітним ефектам міжмолекулярному зв'язку матеріалу, з якого виготовлено пружний елемент. Ця сила має назву сила пружності. Залежно від величини сили пружності буде змінюватися деформації стінок оболонки пневмобалона, як замкненої камери компенсатора, або швидкість затухання коливань. Для визначення вібропоглинання чи деформацій проведено ряд експериментальних досліджень, а саме вертикальне навантаження пневмобалону ваговими тягарцями масою 16 кг та додатковим впливом через падіння тягарця масою 4 кг з висоти у 300 мм (рис. 3.24).

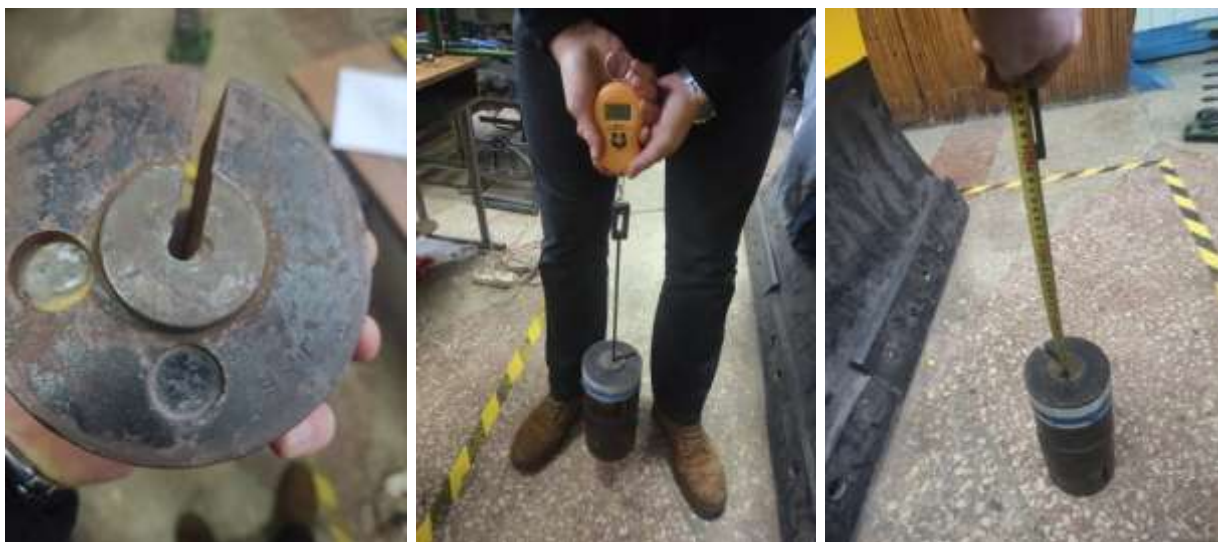


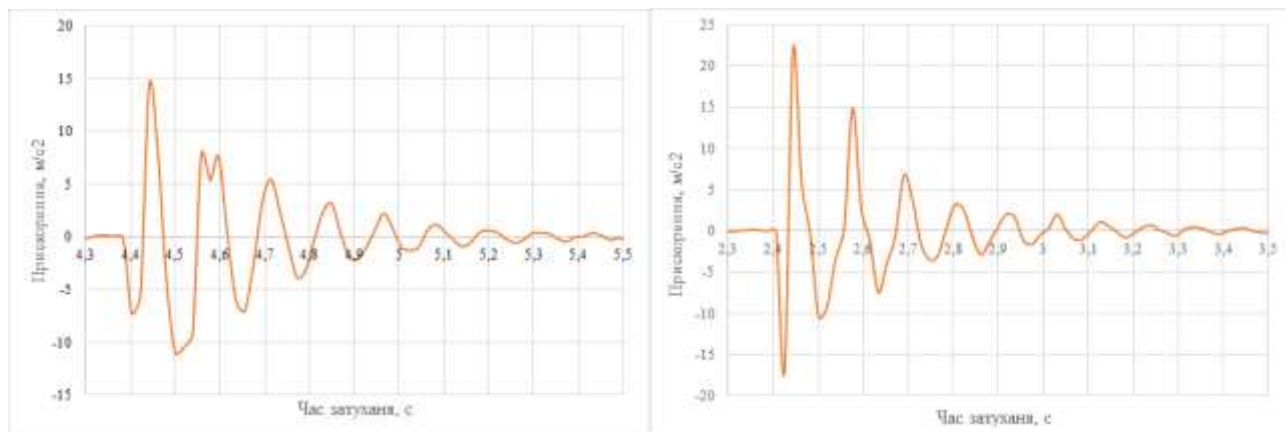
Рисунок 3.24 – Підготовка вагових тягарців для проведення експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження проводилися для пневмобалону у однакових умовах. Графічні залежності затухання коливань пневмобалону записувалися за допомогою смартфона з операційною системою «Android» на який встановлений додаток. Схема визначення затухаючих коливань зображено на рисунку 3.25.



Рисунок 3.25 – Процес зняття діаграм затухання.

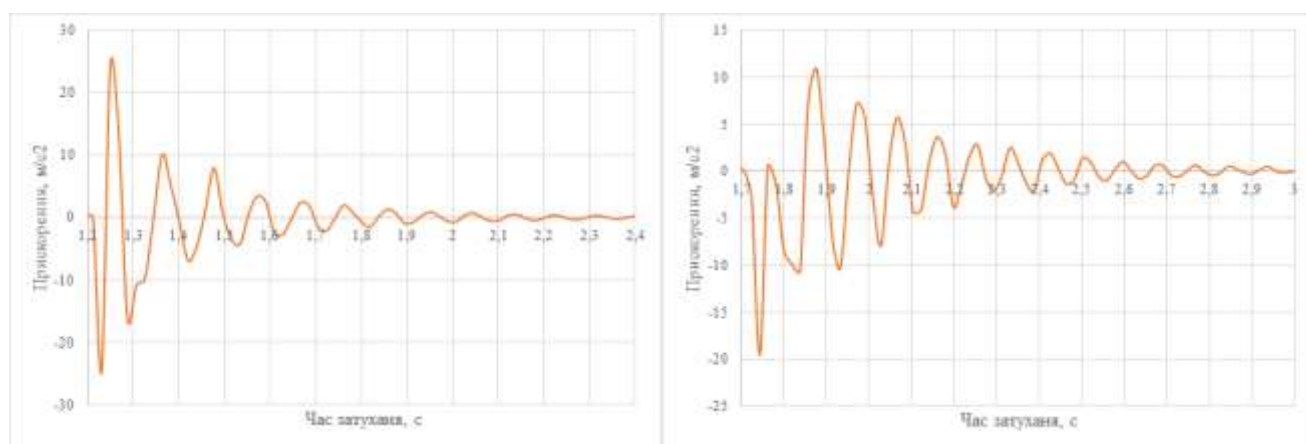
Запис отриманих даних відбувався у великий текстовий файл за всіма ступенями вільності, відкриття якого здійснювали за допомогою Microsoft Excel та побудову графіків затухання коливань. Дослідження виконувались для визначення вертикальних коливань, то далі на рисунках 3.26 – 3.28 будуть зображені лише вони.



а)

б)

Рисунок 3.26 – Експериментально визначений процес затухання вертикальних коливань пневмобалона, як замкненої камери компенсатора а) при ($P_B=0,05$ МПа) б) при ($P_B=0,1$ МПа)



а)

б)

Рисунок 3.27 – Експериментально визначений процес затухання вертикальних коливань пневмобалона, як замкненої камери компенсатора а) при ($P_B=0,15$ МПа) б) при ($P_B=0,2$ МПа)

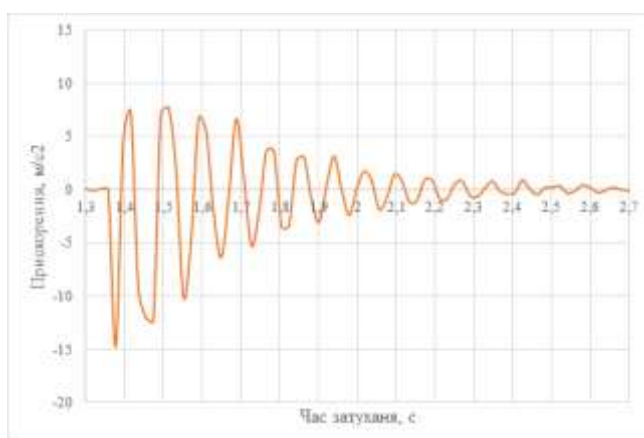


Рисунок 3.28 – Експериментально визначений процес затухання вертикальних коливань пневмобалона, як замкненої камери компенсатора при ($P_B=0,25$ МПа)

Визначені графічні залежності на (рис. 3.26 – 3.28) дають дісний час затухання коливань:

- для пневмобалону при $P_B=0,05$ МПа – 1,02 с;
- для пневмобалону при $P_B=0,1$ МПа к – 1,1 с;
- для пневмобалону при $P_B=0,15$ МПа – 1,09 с;
- для пневмобалону при $P_B=0,2$ МПа – 1,3 с;
- для пневмобалону при $P_B=0,25$ МПа – 1,35 с.

Для отримання диференційних рівнянь, які описують процес затухання коливань у пневмобалоні, як замкненій камері компенсатора використано методику професора Крота О.Ю. [30].

За отриманими експериментально графіками (рис. 3.26-3.28) визначаємо:

- 1) період та частоту коливань пневмобалона;
- 2) логарифмічний декремент коливань;
- 3) коефіцієнт в'язкого опору середовища (у диференційному рівнянні коливань);
- 4) жорсткість “с” пневмобалона;
- 6) отримаємо (з числовими значеннями коефіцієнтів) рівняння затухаючих коливань пневмобалона.

Вибірково приведено визначення залежності для пневмобалону при $P_B=0,1$ МПа.

На відрізку п'яти повних циклів коливань укладається близько 5 поділок шкали. 1 поділка – 0,1 с.

Отже, умовний період затухання коливань, с, дорівнює

$$T_1 = \frac{2,91 - 2,43}{5} = 0,096. \quad (3.17)$$

$$\text{Кругова частота, } \frac{\text{рад}}{\text{с}} \quad k = \frac{2\pi}{T_1} \quad (3.18)$$

$$k = \frac{2 \cdot 3,14}{0,096} = 65,45 \quad (3.19)$$

Визначаємо логарифмічний декремент коливань (декремент затухання).

Натуральний логарифм відношення амплітуд коливань, що слідують один за

одним через період T , називається логарифмічним декрементом затухання.

Час релаксації τ – час, протягом якого амплітуда A зменшується в e разів. ($e = 2,718$).

Отже, логарифмічний декремент затухання δ (в різних літературних джерелах використовуються різні літери, наприклад, χ) є фізична величина, зворотна числу коливань, після закінчення яких амплітуда зменшується в e разів.

При збільшеному коефіцієнті затухання спостерігається не тільки швидке зменшення амплітуди, але і помітно зростає період коливань. Коли опір зростає до критичного, то кругова частота обертається на нуль, а коливання призупиняються. Такий процес є аперіодичним.

Таблиця 3.12 – Амплітуди коливань пневмобалона на п'яти періодах (рис. 3.26, а).

a_i, b_i	a_1	b_1	a_2	b_2	a_3	b_3	a_4	b_4	a_5	b_5
м/с ²	-17,07	21,91	-10,38	14,89	-7,47	6,72	-3,5	3,12	-2,9	1,97

Логарифмічний декремент

$$\delta = \ln \left(\frac{\frac{a_1}{a_2} + \frac{b_1}{b_2} + \frac{a_2}{a_3} + \frac{b_2}{b_3} + \frac{a_3}{a_4} + \frac{b_3}{b_4} + \frac{a_4}{a_5} + \frac{b_4}{b_5}}{8} \right) \quad (3.20)$$

$$\delta = \ln \left(\frac{\frac{-17,07}{-10,38} + \frac{21,91}{14,89} + \frac{-10,38}{-7,47} + \frac{14,89}{6,72} + \frac{-7,47}{-3,5} + \frac{6,72}{3,12} + \frac{-3,5}{-2,9} + \frac{3,12}{1,97}}{8} \right) = 0,545 \quad (3.21)$$

Загальноприйняте диференціальне рівняння гармонічних коливань

$$m \cdot \ddot{x} + \alpha \cdot \dot{x} + c \cdot x = 0. \quad (3.22)$$

Позначення, що використовуються при масі вантажу $m = 4$ кг.

$$n = \frac{\alpha}{2m}, \quad (3.23)$$

$$k_1 = \sqrt{k^2 - n^2}. \quad (3.24)$$

$$k_1 = \sqrt{65,45^2 - 5,68^2} = 65,696. \quad (3.25)$$

Власна частота коливань системи

$$k = \sqrt{\frac{c}{m}}. \quad (3.26)$$

Тоді

$$n = \frac{\delta}{T_1}, \quad (3.27)$$

$$n = \frac{0,545}{0,096} = 5,68 \frac{1}{c}. \quad (3.28)$$

Тоді коефіцієнт в'язкого опору, $\frac{Hc}{m}$

$$\alpha = 2mn, \quad (3.29)$$

$$\alpha = 2 \cdot 4 \cdot 5,68 = 45,436. \quad (3.30)$$

Оскільки на координаті $t = 0$ кут нахилу дотичної до кривої $x = x(t)$ (тобто швидкість зміни прискорення) є невеликим, то вважаємо, що початкова швидкість зміни прискорення дорівнює нулю ($v_0 \approx 0$).

Рівняння затухаючих коливань для системи що розглядається матиме вигляд:

$$x(t) = e^{-nt} \left(x_0 \cdot \cos k_1 t + \frac{v_0 + n \cdot x_0}{k_1} \cdot \sin k_1 t \right) \quad (3.31)$$

Після проведених розрахунків отримаємо

$$x(t) = e^{-5,68t} (-17,07 \cdot \cos 65,45 \cdot t - 5,94 \cdot \sin 65,696 \cdot t) \quad (3.32)$$

Отриманий вираз (3.32) є диференційною залежністю затухаючих коливань отриманих експериментальним шляхом, дані для виведення якого взято з рисунка 3.15. За допомогою програмного забезпечення MathCad відобразимо отриману залежність у графічному вигляді (рис. 3.29).

За аналогією отримано графічні залежності (рис. 3.29-3.31) для пневмобалона. Порівняння отриманих вказаних графічних залежностей з графіками затухання коливань отриманих експериментальним шляхом приходимо до висновку, що вони схожі, та фізичні процеси які в них протікають подібні. Із збільшенням тиску повітря у пневматичному пружному елементі збільшується період затухання, тобто до повного затухання, збільшується кількість коливань самого пружного елементу, але скорочується час затухання і зменшуються амплітуди коливань.

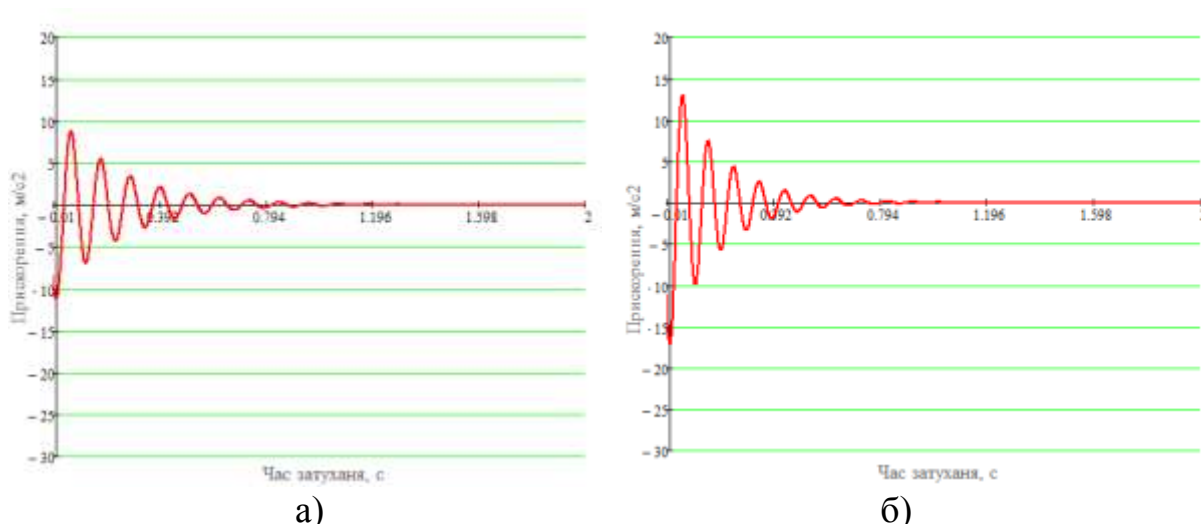


Рисунок 3.29 – Математично визначений процес затухання вертикальних коливань у пневмобалона: а) при ($P_B = 0,05$ МПа); б) при ($P_B = 0,1$ МПа)

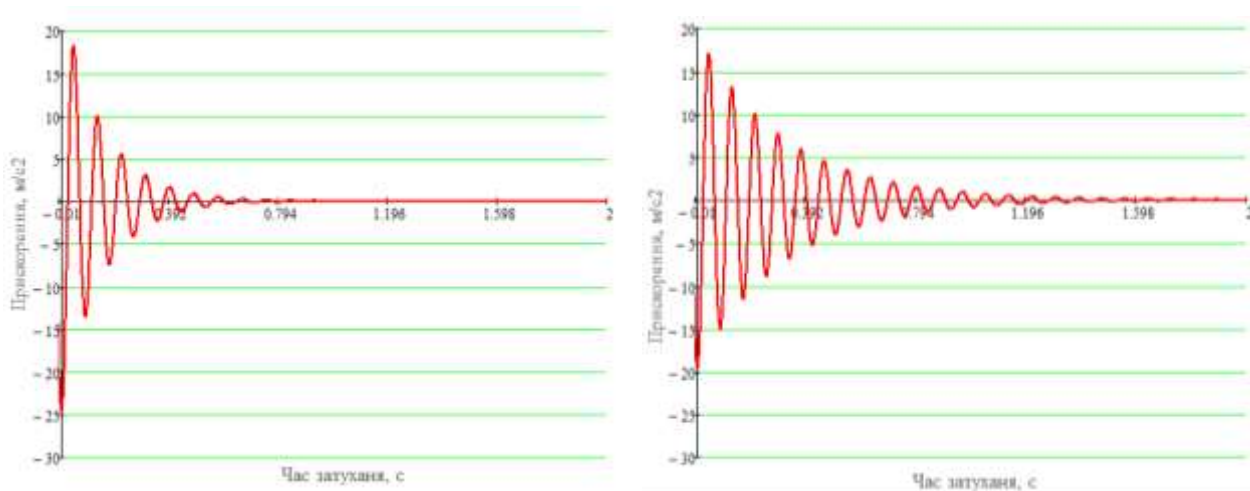


Рисунок 3.30 – Математично визначений процес затухання вертикальних коливань у пневмобалона: а) при ($P_B = 0,15$ МПа); б) при ($P_B = 0,2$ МПа)

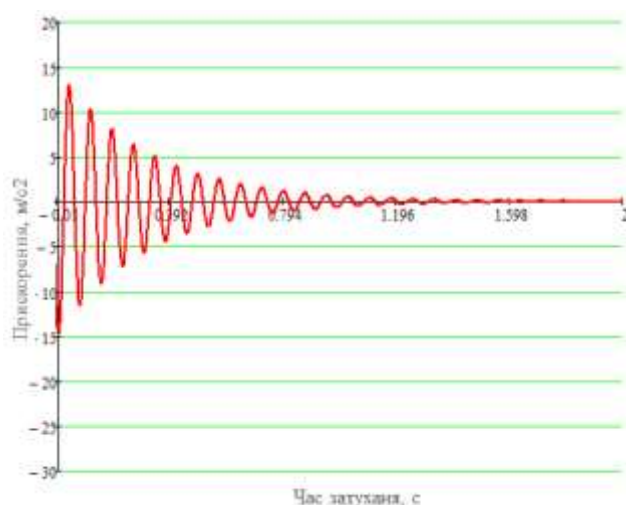


Рисунок 3.31 – Математично визначений процес затухання вертикальних коливань у пневмобалона: при ($P_B = 0,25$ МПа)

Кількість коливань до повного затухання на графічних залежностях отриманих математичним шляхом (рис. 3.29-3.31) будуть:

- для пневмобалона при $P_B = 0,5$ МПа – 9;
- для пневмобалона при $P_B = 0,1$ МПа – 8;
- для пневмобалона при $P_B = 0,15$ МПа – 9;
- для пневмобалона при $P_B = 0,2$ МПа – 19;
- для пневмобалона при $P_B = 0,25$ МПа – 21.

Отримані результати експериментальних досліджень вказують на те, що коливання пневмобалону при частоті подвійних ходів поршня 150 об/хв. та часові циклу роботи 0,4 с ефективно працює у всьому діапазоні тиску 0,05-0,15 МПа. Але необхідно перевірити роботу спрацювання пневмобалону, як замкненої камери компенсатора у розчинному середовищі різної рухомості П8-П12. Також актуальними є дослідження ресурсу роботи замкненої камери на предмет зношення гумотканинного елемента.

3.6 Визначення відносного насичення повітрям вільної камери компенсатора

Важливим залишається питання взаємодії повітря з розчином, що перекачується у компенсаторі. Особливо значимим воно постає коли за непередбачуваних причин необхідно призупинити перекачування розчину розчинонасосом по трубопроводах. А тому необхідно встановити чи зменшується об'єм компенсуючого повітря.

Проведено ряд досліджень при яких виконувались ряд умов, а саме: стендове обладнання, яке є прототипом вільної камери компенсатора заповнювалося будівельним розчином відповідно до ізотермного процесу [44, 47]

$$V_2 = V_1 \frac{p_1}{p_2}; \quad p_2 = p_1 \frac{V_1}{V_2}; \quad (3.33)$$

де p_1 і V_1 – початковий тиск і об'єм повітря до заповнення (заряджання) компенсатора розчином;

p_2 і V_2 – кінцевий тиск і об'єм повітря в кінці заповнення (заряджання)

компенсатора розчином.

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

$$V'_{кор} = V_1 - V_2, \quad (3.34)$$

Підставивши в у залежність (3.33) маємо

$$V'_{кор} = V_1 \cdot \left(1 - \frac{p_1}{p_2}\right) = V_K \cdot \left(1 - \frac{p_1}{p_2}\right), \quad (3.35)$$

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

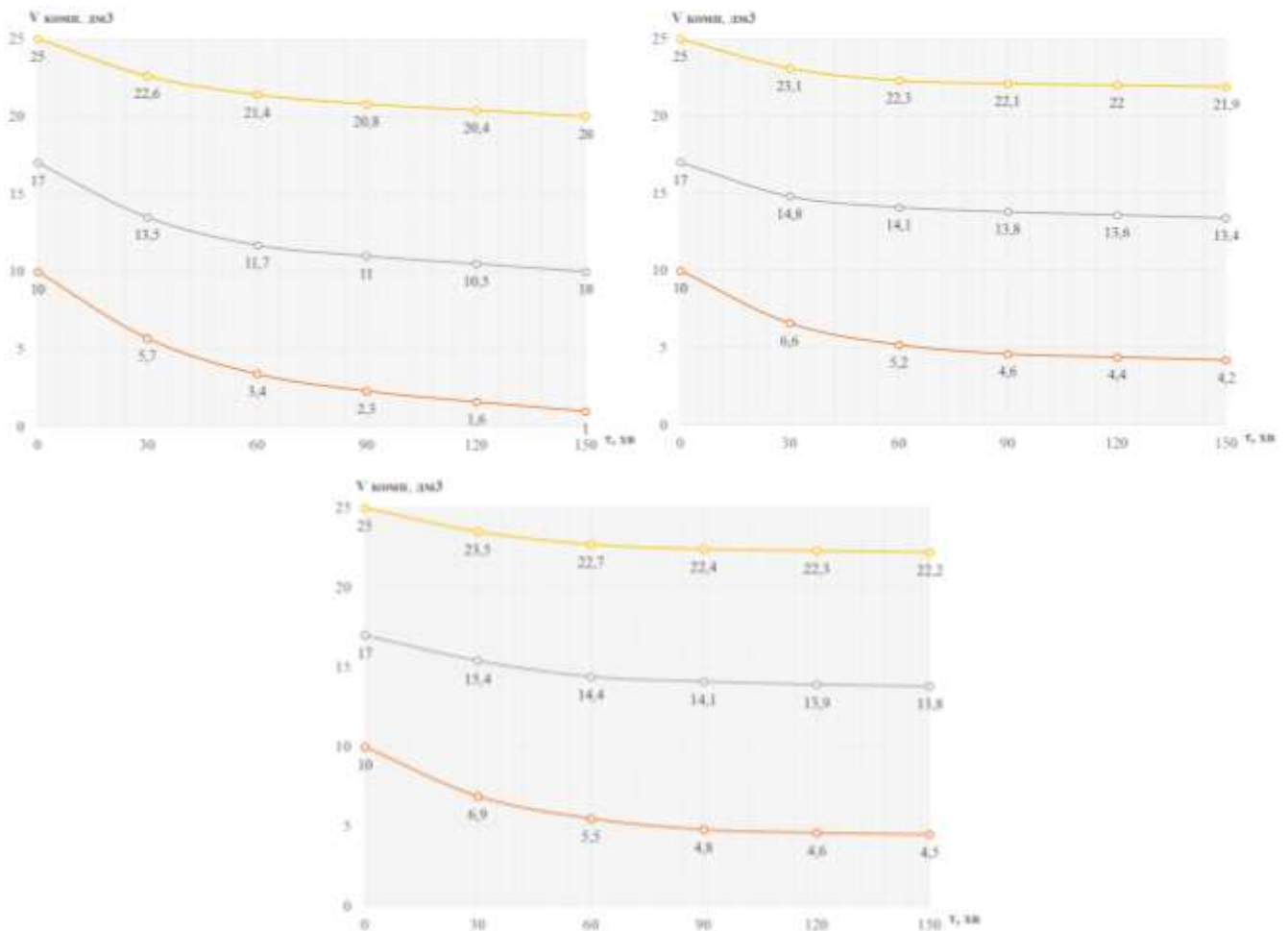


Рисунок 3.24 – Графічні залежності зміни об'єму повітря приведенного до атмосферного вільній камері компенсатора при різних початкових об'ємах повітря, при тиску $p = 0,6 \text{ МПа}$, та різних рухомостях розчину під час вібраційного збудження :а) – при $\Pi 8 \text{ см}$; б) – при $\Pi 10 \text{ см}$; в) – при $\Pi 12 \text{ см}$

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

$$V'_{кор} = V_{\kappa} \cdot \left(1 - \frac{p_{поч}}{p_{max}} \right), \quad (3.36)$$

За результатами досліджень рис. 3.24 можна зробити наступні висновки. Чим більший об'єм закачаного повітря по відношенню до розчину тим менший об'єм повітря насичується у розчині. Це можна пояснити меншим об'ємом розчину, який має границю насичення. І навпаки, якщо об'єм розчину значно перевищує об'єм повітря у вільній камері відповідно насичення розчину повітрям зростає. Також варто відзначити, що інтенсивність насичення повітрям розчину значно зростає при зменшенні рухомості розчину.

3.7 Аналіз дифузійної проникності газової та рідинної фази на матеріал замкненої камери комбінованого компенсатора пульсації тиску

Замкнена камера компенсатора представлена рис. 3.25, як пневмобалон вантажного автомобіля. Пневмобалон складається з оболонки (гумового елемента) і склянки пневморесори (пластикового або металевого). За надійністю стакани з пластику не поступаються залізним (сталевим), але вага виробу стає значно менше. Пневмобалон виготовляється з каучуку і хлоропрена. Це полімери, які володіють високоеластичними властивостями. Ці матеріали здатні розтягуватися до розмірів, у декілька разів довше за його початкову довжину і повертатися до вихідних розмірів. Конструктивно оболонка пневмобалона складається з каркасу у вигляді тканинного корду, який обволочений еластичним матеріалом, необхідним для забезпечення міцності і гнучкості. Зовнішня сторона пневмобалона має особливий склад еластомера, який запобігає негативному впливу зовнішнього середовища: бруду, реагентів, різкі зміни температур. Як правило матеріали пневмобалона пневмобалони розраховані витримувати температурний режим в межах температур від -45°C до $+70^{\circ}\text{C}$.



Рисунок 3.25 – Зображення пневмобалону, як замкненої камери комбінованого компенсатора пульсації тиску

Результати експериментальних та виробничих досліджень вказують на те, що під час компенсуючої дії замкненої камери з оболонкою, яка з гумотканинного матеріалу відбуваються дифузійні процеси. По-перше контакт розчину з оболонкою замкненої камери відбувається під тиском при чому зміним від p_{min} до p_{max} це призвело до поступового утворення, як мікроподряпин так і тріщин каучукової основи. По-друге в процесі відбувається адгезія, що характеризується взаємодією між приведеними у контакт поверхнями двох конденсованих (рідинної і пласкої) фаз різної природи. Відповідно сили міжмолекулярної взаємодії двох різних конденсованих фаз є силами адгезії. Більш щільну з фаз (гумо-тканинну), яка бере участь у адгезійному контакті, вважаємо субстратом, менш щільну (розчин) – адгезивом (адгезив – рідина, яка наноситься на субстрат). Залежно від виду адгезиву в нашому випадку розрізняють адгезію рідини, пружнов'язкопластичних мас, плівок і частинок. Також адгезію супроводжують явища аутогезії та когезії. Аутогезія становить зв'язок між однорідними конденсованими тілами за їхнього молекулярного контакту; аутогезія є окремим випадком адгезії.

По-третє відбувається процес когезії, що характеризує взаємодію молекул усередині однієї конденсованої фази та спричинена силами зчеплення між молекулами всередині конденсованої фази; когезія – це внутрішньофазове явище.

Кількісною характеристикою адгезійних та когезійних сил є робота адгезії та когезії відповідно. Робота когезії дорівнює енергії, яка витрачається на оборотний ізотермічний розрив тіла по перерізу, що дорівнює одиниці площі (рис. 3.26). Також відбуваються процеси набухання гумової структури.

В результаті утворюються тріщини та механічні пошкодження мікроструктури поверхні замкненої камери.



Рисунок 3.26 – Зображення площі поверхні замкненої камери компенсуючого пристрою

Ресурс роботи замкненої камери (пневмобалона) за період експлуатації налічує 2460 мотогодин, що забезпечить роботу розчинонасоса на 1 рік.

Висновки до 3 розділу

1. Результати експериментальних досліджень вказують на те, що пульсації тиску у розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму більші на 1,5% при $P_1=8$ см 3% при $P_2=10$ см та на 4% при $P_3=12$ см по відношенню до гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску. Розбіжність результатів теоретичних та експериментальних досліджень не перевищує 5%.

2. Результати досліджень впливу прийнятих факторів на продуктивність насоса

та об'ємного ККД показують, що всі показники вище у гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску, а також суттєво знизився рівень пульсації тиску (до 4%), для якого одержані діапазони раціональних технологічних параметрів: $H = 9,5 \dots 10,5$ см; $p = 1,0 \dots 1,5$ МПа; $V_{\text{комп}} = 47 \dots 65$ дм³; $\beta = 37,5 \dots 52,5^\circ$.

3. На основі багатofакторного експерименту максимального значення 82% об'ємний ККД гідроприводного розчинонасоса досяг при перекачуванні будівельних розчинів рухомістю Π 8 см зі спеціальною вставкою під кутом нахилу $\beta = 45^\circ$ у всмоктувальній камері та підпружиненим нагнітальним клапаном. За рахунок таких конструктивних рішень значення об'ємного ККД гідроприводного розчинонасоса при перекачуванні розчину $\Pi=8$ см зростає до 5%.

4. Аналіз експериментальних та розрахункових результатів досліджень свідчить про те, що показник потужності в усіх випадках у гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску менший в порівнянні з розчинонасосом, який оснащено комбінованим компенсатором збільшеного об'єму. Діапазони раціональних технологічних параметрів (рис. 3.18) наступні $H = 10 \dots 11$ см; $p = 1,0 \dots 1,5$ МПа; $V_{\text{комп}} = 47 \dots 56$ дм³; $\beta = 37,5 \dots 52,5^\circ$.

5. Витрата потужності гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску менше на 21% по відношенню до розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму.

6. Характер зміни коефіцієнта жорсткості пневмобалона підвіски Opel Vivaro, має саме не лінійну залежність, а зміну параболічну залежність вказаного параметру.

7. Коефіцієнт жорсткості, що досліджується для замкненої камери (пневмобалона) при відповідних параметрах тисків на манометрі домкрату має зміну у довільній формі для всіх тисків у пневмобалоні, не описуючи математичні закони (лінійний, гіперболічний, арифметичну чи геометричну прогресії).

8. Експериментальні дослідження вказують на те, що процес затухання коливань у замкненій камері (пневмобалоні) за цикл роботи розчинонасоса відбувається у всьому діапазоні тиску підкачки.

9. За результатами досліджень насичення повітрям у вільній камері зрозуміло, що цей процес відбувається. Причому насичення повітрям тим більше, чим нижча рухомість розчину та більший його об'єм. Це пояснюється меншим вмістом водного середовища у розчині, а більшим вмістом мікроскопічних порожнин. Також суттєво впливає на інтенсивність насичення повітрям площа контакту об'єму повітря з об'ємом розчину і це обумовлено конструкцією компенсатора.

РОЗДІЛ 4.

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПОКАЗНИКІВ ОДНОПОРШНЕВОГО ГІДРОПРИВОДНОГО РОЗЧИНОНАСОСА З КОМБІНОВАНИМ КОМПАНСАТОРОМ ПУЛЬСАЦІЇ ТИСКУ

4.1 Технічні характеристики однопоршневого розчинонасоса різними приводами та з комбінованим компенсаторами.

За результатами теоретичних та експериментальних досліджень на базі розчинонасоса РН-3,8 (рис. 4.1, а) розроблені методика розрахунку та конструкторська документація на розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму, який одержав назву РНш-4,5. Технічна характеристика розчинонасоса з різними компенсаторами наведена в табл. 4.1 а загальний вигляд на рис. 4.1.

Таблиця 4.1 – Технічна характеристика однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму РНш-4,5 та гідроприводного з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму РНг-4,5

Найменування показників	Одиниці виміру	Значення показників РН-3,8	Значення показників РНПг-4,0
1	2	3	
Продуктивність: розчин рухомістю $\Pi=10$ см	м ³ /ч	3,8	4,5
Нижня межа рухливості перекачуваного розчину	см	8	8
Максимальний робочий тиск	МПа	4	4
Установлена потужність привода	кВт	5,5	5,5
Діаметри циліндра, поршня	мм	90	90
Частота подвійних ходів плунжера	хв ⁻¹	150	150
Довжина ходу поршня	мм	80	80
Об'єм компенсатора			
- замкнена камера	дм ³	3	3
- циліндрична камера	дм ³	15,7	15,7
Об'єм повітря в компенсаторі приведений до атмосферного	дм ³	47	47
Початковий тиск повітря в замкненій камері	МПа	0,7	0,7
Габаритні розміри:			
- довжина	мм	848	926
- ширина	мм	625	854
- висота	мм	982	1008
Маса (без комплектації)	кг	260	240,5

4.2 Визначення основних показників роботи гідроприводного розчинонасоса комбінованим компенсатором пульсації тиску

4.2.1 Ступінь пульсацій тиску при подачі розчину гідроприводним розчинонасосом залежно від конструктивних рішень комбінованого компенсатора пульсації тиску

Приведений об'єм повітря в комбінованому компенсаторі визначається залежністю

$$V_{комп} = V_{в.к.} + \frac{p_{з.к.} \cdot V_{з.к.}}{p_{атм}} = (V_{заг} - V_{з.к.}) + \frac{p_{з.к.} \cdot V_{з.к.}}{p_{атм}} = (49,9 - 15,4) + \frac{0,2 \cdot 10 \cdot 15,4}{0,1 \cdot 10} = 65,3, \text{ дм}^3, (4.37)$$

де $V_{ук}$ – об'єм повітря у вільній камері компенсатора дм^3 ; $V_{зк}$ – об'єм стиснутого повітря в замкненій камері компенсатора, дм^3 ; $p_{зк}$ – тиск стиснутого повітря в замкненій камері, МПа.

Величина ступеня пульсацій тиску δ визначається за формулою [1, 4, 44, 47]

$$\delta = \frac{p_{max} - p_{min}}{p_{cp}} \cdot k_{к.з.с} \cdot k_{к.з.г} \cdot 100\% = \frac{2,03 - 1,77}{1,9} \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 100\% = 13,3\% \quad (4.38)$$

де p_{cp} – середній тиск за цикл подачі розчину, та коефіцієнти ефективності $k_{к.з.с} = 0,98$, $k_{к.з.г} = 0,99$

$$\delta = \frac{p_{max} + p_{min}}{2} = \frac{2,03 + 1,77}{2} = 1,9 \text{ МПа.} \quad (4.39)$$

Розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму (рис. 2.2) відповідно припущенню повинен забезпечувати подачу розчину в нагнітальний трубопровід у тактах всмоктування й нагнітання однаковими об'ємами.

Вказане припущення дає можливість вважати, що одна частина дійсного робочого об'єму поршня витрачається в такті нагнітання на подачу розчину в трубопровід, а друга його частина – поступає в циліндричну камеру комбінованого компенсатора, зменшуючи в ньому об'єм стиснутого повітря та підвищуючи рівень його тиску.

Об'єм розчину має бути поданим протягом такту всмоктування за рахунок дії комбінованого компенсатора і дорівнює половині дійсного робочого об'єму поршня

$$V_{p\partial} = \frac{\pi}{4} \cdot D_n^2 \cdot h \cdot \eta_{об} = \frac{3,14}{4} \cdot 0,9^2 \cdot 0,8 \cdot 0,883 = 0,45 \text{ дм}^3, \quad (4.40)$$

де D_n – діаметр поршня; h – хід поршня; $\eta_{об}$ – об’ємний ККД розчинонасоса при перекачуванні розчину певної рухомості.

Об’єм розчину, що підлягає компенсації $\Delta V = \frac{V_{p\partial}}{2}$, дм³.

Величина ступеня пульсацій тиску δ визначається за формулою (4.39).

У відповідності з конструктивними параметрами комбінованих компенсаторів визначається ступінь пульсації тиску розчину за таких умов: попередній тиск закачаного стиснутого повітря у замкненій камері $p_{cm} = 0,2$ МПа; тиск розчину на початок циклу роботи розчинонасоса – $p_{min} = p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{V_1}$, $p_0 = p_{min} = 2,0$ МПа.

Приведений об’єм повітря в комбінованому компенсаторі визначається залежністю (4.37).

Сумарний об’єм стиснутого повітря в обох камерах на початок циклу роботи розчинонасоса визначається залежністю

$$V_1 = p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{p_{min}} = 0,1 \cdot \frac{65,3}{2,0} = 3,27 \text{ дм}^3, \quad (4.41)$$

Максимальний тиск в циліндричній та замкненій камерах компенсатора за цикл визначається за виразом

$$p_{max} = p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{V_1 - \Delta V} = p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{p_{min}} - \Delta V} = 0,1 \cdot \frac{65,3}{0,1 \cdot \frac{65,3}{2,0} - 0,203} = 2,13 \text{ МПа}, \quad (4.42)$$

де ΔV – об’єм розчину, який витискається з вільної камери компенсатора у такті всмоктування за рахунок його дії. Тобто $\Delta V \approx 0,203$ дм³.

Відповідно отриманим залежностям визначення основних параметрів компенсатора визначається числове значення ступеню пульсацій тиску розчину за залежністю (4.38)

$$\delta = \frac{p_{max} - p_{min}}{p_{cp}} \cdot k_{к.з.с} \cdot k_{к.з.г} \cdot 100\% = \frac{2,13 - 2,0}{2,065} \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 100\% = 6,1\%$$

4.2.2 Раціональна висота підйому кульки клапанів розчинонасоса залежно від конструктивних параметрів клапанного вузла

Встановлено, що кульковий клапан спрацьовує найбільш ефективно тоді, коли бокова поверхня відкритого клапана дорівнює площі отвору в його гнізді.

Бокова поверхня відкриття клапана, яка знаходиться в його гнізді S_{δ} у відповідності до розрахункової схеми (рис. 4.1) і визначається за формулою

$$S_{\delta} = \pi \cdot r_c \cdot AO - \pi \cdot CE \cdot R_k, \text{ мм}^2, \quad (4.43)$$

де r_c – радіус отвору в гнізді клапана, мм; AO – величина утворюючої конуса AOB , мм; CE – радіус основи конуса COD , що відсікається, мм; R_k – радіус кульки, мм.

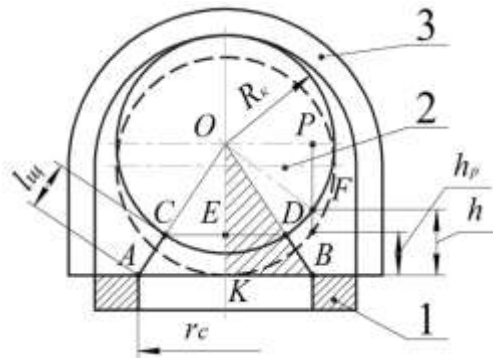


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема клапанного вузла розчинонасоса при відкритті клапана

Залежність (4.43) остаточно має вигляд [108]

$$S_{\delta} = \pi \cdot R_k \cdot \frac{h^2 + 2 \cdot h \cdot \sqrt{R_k^2 - r_c^2}}{\sqrt{r_c^2 + \left(h + \sqrt{R_k^2 - r_c^2}\right)^2}} = 3,14 \cdot 25 \cdot \frac{15^2 + 2 \cdot 15 \cdot \sqrt{25^2 - 20^2}}{\sqrt{20^2 + \left(15 + \sqrt{25^2 - 20^2}\right)^2}} = 1175 \text{ мм}^2 \quad (4.44)$$

де h – висота підйому кульки клапана, мм.

Залежність $S_{\delta} = f(h)$ величини бокової поверхні відкриття клапана від висоти h підйому клапана представлено на рис. 4.1.

За виразом (4.20) визначається величина бокової поверхні S_{δ} відкривання клапана при різній висоті підйому кульки (див. табл. 2.4) та за отриманими даними побудовано залежності $S_{\delta} = f(h)$ (рис. 4.2), які дають можливість за величиною S_{δ} визначити висоту підйому кульки над гніздом клапана.

Таблиця 4.2 – Дані розрахунку $S_{отв}$ і S_{δ} при різних h .

r_c , мм	R_k , мм	r_c/R_k	$S_{отв}$, мм ²	S_{δ} , мм ² , при h , мм					
				5	10	15	20	25	30
20,0	25	0,80	1256	389	785	1175	1558	1931	2263

В зв'язку з тим, що середня швидкість перекачування розчину через клапан, складає, приблизно, 1 м/с попередньо призначено: отвір гнізда клапана $d = 40$ мм та діаметр кульки $D = 50$ мм. При цьому визначено раціональну висоту підйому кульки над гніздом клапана $h = 15$ мм при умові, що бокова поверхня S_{δ} його відкривання повинна бути рівною площі отвору $S_{отв}$ в гнізді клапана.

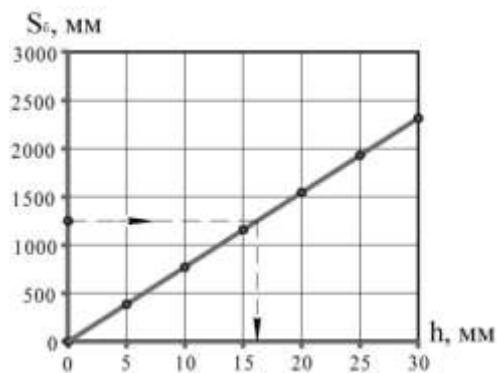


Рисунок 4.2 – Залежність площі бокової поверхні S_{δ} від висоти підйому кульки в гнізді клапана $S_{\delta} = f(h)$

4.2.3 Об'ємний ККД однопоршневого гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму

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

$$\eta_{об} = \frac{V_{н.ф}}{V_p} = \frac{[V_{повн} \cdot (1 \pm \varepsilon) - \Delta V_{вс.кл}] \cdot (1 - \varepsilon_{см2}) - \Delta V_{н.кл} \cdot (1 + \varepsilon_{см2}) - V_{шк} - \left(F_n \cdot \left[\left(x_n - \frac{h_n}{2} \right) - \frac{h_n}{t_{за2}} \cdot (t_{н2} - t_{3м}) \right] \cdot (1 - \delta) \right)}{V_p \cdot (1 - \varepsilon_{см2})} = \quad (4.45)$$

$$= \frac{\left[\frac{3,14 \cdot 0,09^2}{4} \cdot 0,08 \cdot (1 \pm 0,02) - 0,079 \right] \cdot (1 - 0,02) - 0,004 \cdot (1 + 0,02) - 0,0015 - \left(\frac{3,14 \cdot 0,09^2}{4} \cdot \left[\left(0,08 - \frac{0,08}{2} \right) - \frac{0,08}{0,38} \cdot (0,167 - 0,38) \right] \cdot (1 - 0,12) \right)}{\frac{3,14 \cdot 0,09^2}{4} \cdot 0,08 \cdot (1 - 0,02)} = 0,883$$

де V_p – робочий об'єм; $V_{н.ф}$ – фактичний об'єм розчину, поданий у нагнітальний трубопровід і приведений до нормальних умов; $V_{повн} = V_p + V_{шк}$ – повний об'єм, як сума шкідливого і робочого об'ємів; $\Delta V_{вс.кл}$, $\Delta V_{н.кл}$ – об'єми зворотних втрат при

закритті всмоктувального і нагнітального клапанів відповідно, визначається за залежністю (2.90); ε_{cm} – коефіцієнт об’ємного стиснення при тиску $p_{н.ном}$; ε_{cm2} – відносне стиснення розчинів набуває максимальної величини внаслідок повного розчинення пухирцевого повітря і при збільшенні тиску. Залежно від рухомості перекачуваного розчину ці величини становлять: для П 8 см – $\varepsilon_{cm2} = 3,3...3,5\%$, для П 10 см – $\varepsilon_{cm2} = 2,0\%$, для П 12 см – $\varepsilon_{cm2} = 1,5\%$ [35, 41]; $V_{шк}$ – шкідливий об’єм у всмоктувальній камері; $\varphi_{не}$ – кут обертання кривошипа в такті нагнітання; δ – ступінь пульсації тиску в залежності від рухомості розчину.

4.2.4 Теоретична продуктивність гідроприводного однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об’єму

Теоретична продуктивність розчинонасоса визначається в залежності від конструктивних параметрів та характеристик привода розчинонасоса при перекачуванні розчину рухомістю $П=10$ см буде дорівнювати

$$Q_m = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \cdot L_n \cdot n_n \cdot 60 \cdot \eta_{об} = \frac{3,14 \cdot 0,09^2}{4} \cdot 0,08 \cdot 150 \cdot 60 \cdot 0,883 = 4,04 \text{ м}^3/\text{год}, \quad (4.46)$$

де D_n – діаметр поршня розчинонасоса, м; L_n – величина ходу поршня, м; n_n – кількість подвійних ходів поршня, хв^{-1} .

4.2.5 Потужність привода гідроприводного однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об’єму

Потужність електродвигуна приводу розчинонасоса визначаємо із припущення, що буде забезпечено тиск нагнітання $p = 4$ МПа при теоретичній подачі розчинонасоса $Q_m = 4 \text{ м}^3/\text{год}$,

Для визначення потужності розчинонасоса існує залежність [31]

$$N_{дв} = \frac{p \cdot Q_m}{3,6 \cdot \eta_{мех} \cdot \eta_{об} \cdot \eta_{гидр}} = \frac{4 \cdot 4,04}{3,6 \cdot 0,95 \cdot 0,883 \cdot 0,92} = 5,82 \text{ кВт}, \quad (4.47)$$

де $\eta_{мех}$ – механічний к.к.д, мм; $\eta_{об}$ – об’ємний к.к.д, мм; $\eta_{гидр}$ – гідравлічний к.к.д;

$p(\varphi)$ – тиск подачі за цикл роботи розчинонасоса, Q_m – теоретична подача.

Для кінематичної схеми розчинонасоса рис. 4.3 [31]

$$\eta_{мех} = \frac{\eta_{ел.дв} \cdot \eta_{мф} \cdot \eta_{п.ниш}}{d_{z1} / \eta_{z1} \cdot \eta_{ш}^{n_{o1}}} = \frac{0,95 \cdot 0,99 \cdot 0,99^2}{0,95 / 0,98 \cdot 1} = 0,95, \quad (4.48)$$

де $\eta_{ел.дв}$ – к.к.д. клинопасової передачі; $\eta_{мф}$ – к.к.д муфти; $\eta_{п.ниш}$ – к.к.д підшипникових вузлів; n_{z1} – витрати потужності на здолаття тертя в циліндрі, d_{z1} – рівень використання потужності поршнем; $\eta_{ш}$ – к.к.д шарнірів; n_o – кількість шарнірів.

Гідравлічні втрати потужності в розчинонасосі визначається за формулою [31]

$$\eta_{Г} = \frac{N_{1гидр}}{N_{1гидр} + N_{2гидр}} = \frac{0,96}{0,96 + 0,08} = 0,92, \quad (4.49)$$

де $N_{1гидр.}$ – гідравлічні втрати в розчинонасосі, що виникають за рахунок внутрішнього тертя в розчині по довжині руху розчину; $N_{2гидр.}$ – лінійні і місцеві втрати безпосередньо в розчинонасосі.

Практичний досвід використання розчинонасосів показує, що при тиску $p = 4$ МПа він працює вкрай рідко, тому в нашому випадку достатньо використати асинхронний двигун потужністю 5,5 кВт з частотою обертання вихідного вала 1500 об/хв.

Отримані розрахункові значення об'ємного ККД, технічної продуктивності, потужності електродвигуна гідропривода однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску в порівнянні з експериментальними дослідженнями не перевищують 5%.

4.3 Рекомендації з подальшого удосконалювання конструкції гідроприводного однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму

Удосконалення конструкції гідроприводного однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску полягає у встановленні

універсальних розчинозмішувальних установках, штукатурних станціях з торкрет-обладнанням для умов будівельного майданчика.

Використання (рис. 4.3) у розчинонасосі гідропривода забезпечить енергозбереження технічного комплексу, низький рівень ступеня пульсації тиску розчину зниженої рухомості П 8 см на рівні $\delta \leq 25\%$ за рахунок підвищення ресурсу його надійної роботи.

Висновки до розділу 4

На основі результатів проведеного аналізу, експериментальних досліджень та натурального зразка розчинонасоса, запропоновано науково-обґрунтовану методику розрахунку основних показників роботи однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску, на основі якої розроблено технічну документацію на розчинонасос РНПг-4,0.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота є закінченою науково-дослідницькою роботою, в якій на підставі широкого дослідження роботи однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску на будівельних розчинах різної рухомості, вирішено науково-прикладні завдання щодо підвищення ефективності його роботи при запровадженні гідравлічного привода і нового компенсуючого пристрою та створенні умов стабільного регульованого транспортування розчинів по трубопроводах, що знайшло відображення в наступному:

1. Виконано аналіз роботи діючих вітчизняних поршневих розчинонасосів, закордонних зразків та гідроприводних розчинонасосів. Проаналізовано переваги використання в конструкціях розчинонасосів гідравлічних приводів.

2. Проаналізовані особливості роботи однопоршневого розчинонасоса з використанням гідравлічного привода та компенсатора пульсації тиску. Проведено порівняльний аналіз роботи розчинонасоса з електромеханічним та гідравлічним приводом. компенсаторів пульсацій тиску та збільшеного об'єму. При цьому, встановлені залежності для визначення тиску розчину під час тактів нагнітання p_{max} та всмоктування p_{min} з урахуванням ходу поршня для умов $0 \leq \varphi \leq 2\pi$ та $t_0 \leq t \leq t_K$. Встановлено, що гідравлічний привод дозволяє зменшити пульсації тиску на 3-5%. На основі існуючої математичної моделі роботи гідропривода математично обґрунтовано закон руху робочого органа та визначено залежності для визначення тиску розчину для тактів всмоктування $p_{t_{min}}$ та нагнітання $p_{t_{max}}$ для умов $0 \leq t_{зм} \leq t_{нз}$; $t_{нз} \leq t_{зм} \leq t_{вс}$.

3. Теоретично доведено, що ступінь пульсацій подачі розчину по трубопроводу в залежності від тиску з урахуванням умов роботи компенсаторів у гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску дозволяє зменшити ступінь пульсації тиску від 2 до 5%. Теоретично обґрунтовано визначення об'єму ємності комбінованого компенсатора за роботою акумулювання розчину.

4. На основі дослідження гідродинамічного впливу потоку розчину у робочій

камері та клапанних вузлах під час роботи розчинонасоса встановлено залежності руху всмоктувального та нагнітального клапанів, а також кількісні втрати розчину у гідроприводного однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску. Проведено аналіз процесу виникнення тиску подачі розчину у гідравлічній частині гідроприводного розчинонасоса методом комп'ютерного моделювання. Встановлена аналітична залежність для визначення об'ємного ККД розчинонасоса з урахуванням стиснення розчину у всмоктувальній камері та зворотних витоків

5. Теоретично досліджено дифузійну проникність середовища матеріалу замкненої камери компенсуючого пристрою.

6. Експериментально досліджено, що пульсації тиску у розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму більші на 1,5% при $P_1=8$ см 3% при $P_2=10$ см та на 4% при $P_3=12$ см по відношенню до гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску. Розбіжність результатів теоретичних та експериментальних досліджень не перевищує 5%.

7. За результатами трифакторного експерименту продуктивність розчинонасоса та об'ємний ККД вище у гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску, а також рівень ступеня пульсації тиску нижче на 4%, для якого одержані діапазони раціональних технологічних параметрів:

$$P = 9,5 \dots 10,5 \text{ см}; p = 1,0 \dots 1,5 \text{ МПа}; V_{\text{комп}} = 47 \dots 65 \text{ дм}^3; \beta = 37,5 \dots 52,5^\circ.$$

На основі багатфакторного експерименту максимального значення 84,4% об'ємний ККД гідроприводного розчинонасоса досяг при перекачуванні будівельних розчинів рухомістю P 8 см при об'ємі компенсатора $V_{\text{комп}} = 75 \text{ дм}^3$ і спеціальною вставкою під кутом нахилу $\beta = 45^\circ$ у всмоктувальній камері та підпружиненим нагнітальним клапаном. За рахунок таких конструктивних рішень значення об'ємного ККД гідроприводного розчинонасоса при перекачуванні розчину P 8 см зросте до 5%.

Аналіз експериментальних та розрахункових результатів досліджень свідчить про те, що показник потужності в усіх випадках у гідроприводного розчинонасоса з

комбінованим компенсатором пульсації тиску менший на 21% в порівнянні з розчинонасосом, який оснащено комбінованим компенсатором збільшеного об'єму. Діапазони раціональних технологічних параметрів (рис. 3.18) наступні $l = 10 \dots 11$ см; $p = 1,0 \dots 1,5$ МПа; $V_{\text{комп}} = 47 \dots 56$ дм³; $\beta = 37,5 \dots 52,5^\circ$.

8. Експериментально доведено, що характер зміни коефіцієнта жорсткості пневмобалона, має саме не лінійну залежність, а зміну параболічну залежність вказаного параметру.

Коефіцієнт жорсткості, що досліджується для замкненої камери (пневмобалона) при відповідних параметрах тисків на манометрі домкрату має зміну у довільній формі для всіх тисків у пневмобалоні, не описуючи математичні закони (лінійний, гіперболічний, арифметичну чи геометричну прогресію).

Експериментально доведено, що процес затухання коливань у замкненій камері (пневмобалоні) за цикл роботи розчинонасоса відбувається у всьому діапазоні тиску підкачки.

Експериментальні дослідження вказують на те, що насичення повітрям у вільній камері повільно відбувається. Причому насичення повітрям тим більше, чим нижча рухомість розчину та більший його об'єм. Це процес пояснюється меншим вмістом водного середовища у розчину, а більшим вмістом мікроскопічних порожнин. Також суттєвий вплив на інтенсивність насичення повітрям здійснює площа контакту об'єму повітря з об'ємом розчину і це обумовлено конструкцією компенсатора.

9. На основі результатів проведеного аналізу, експериментальних досліджень та натурного зразка розчинонасоса, запропоновано науково-обґрунтовану методику розрахунку основних показників роботи однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску, на основі якої розроблено технічну документацію на розчинонасос РНг-4,5.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Андренко П.М. Гасителі пульсацій тиску об'ємних гідроагрегатів: Монографія / П.М. Андренко, О.В.Дмитрієнко, М.С. Свинаренко – Х.: Видавництво "НТМТ", 2012. – 160 с.
2. Андренко П.М. Гідравлічні пристрої мехатронних систем : навч. посіб. / П.М. Андренко. – Х. : Видавничий центр НТУ "ХПІ", 2013. – 188 с. ISBN 978-617-05-0106-6
3. Андренко П.М. Проектування гідроагрегатів обертання : монографія / П. М. Андренко, І. П. Гречка, М. С. Свинаренко. – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. – 148 с. ISBN 978-617-578-134-0
4. Андренко П.М. Гідравлічні пасивні гасителі пульсацій тиску: Монографія / П.М. Андренко, О.В.Дмитрієнко, М.С. Свинаренко – Х.: Видавництво ФОП Панов, 2016. – 147 с.
5. Андренко П.М. Розрахунок та проектування лабіринтно-гвинтових насосів: навч. посіб. / П.М. Андренко, А.Ю. Лебедєв. – Х.: Видавничий центр НТУ "ХПІ", 2014. – 180 с.
6. Баладінський В. Л. Будівельна техніка : підручник / В. Л. Баладінський, І. І. Назаренко, О. Г. Онищенко. – Київ-Полтава: КНУБАПНУБА, 2012. – 462 с.
7. Баранов А.Н. Теоретические основы разработки компенсаторов при подаче строительных смесей поршневыми насосами. / А.Н. Баранов // Науковий вісник будівництва. – Харків: Харківське обл. територ. відділ. Академії буд. України. – 1998.– Вип. № 4.– С. 83–87.
8. 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.

9. Bogdan Korobko Hydraulic Single Pump with Combined Higher Volume Compensator Operation Analysis / Bogdan Korobko, Inna Khomenko, Mykola Shapoval and Viktor Virchenko // Proceedings of the 2nd International Conference on Building Innovations. ICBI 2019. Lecture Notes in Civil Engineering / edit. : V.O. Onyshchenko [et. al.]. – Cham : Springer, 2019. – Vol. 73. – P. 103-115.
10. Богданов В. Л. Основи експериментальних методів механіки деформівного твердого тіла: навчальний посібник /В.Л. Богданов, Я.О. Жук, О.С. Богданова; Національна академія наук України/ – Київ :Академперіодика, 2016. – 278 с.
11. Буренніков Ю. А., Немировський І. А., Козлов Л. Г. Гідравліка, гідро та пневмоприводи. – Вінниця : ВНТУ, 2014. – 273 с.
12. Високоєфективні технології та комплексні конструкції в промисловому й цивільному будівництві: монографія / В.О. Онищенко, О.Г. Онищенко, С.Ф. Пічугін та ін. 2-ге вид., допов. Полтава: ТОВ «АСМІ», 2011. 520 с.
13. Гліненко Л. К., Сухоносів О. Г. Основи моделювання технічних систем: Навчальний посібник. – Львів: Вид-во «Бескид Біт», 2003. – 176 с.
14. Головкін О.В. Диференціальний розчинонасос з колонкою, що качається / О.В. Головкін, О.Г. Онищенко, В.У. Устьянцев, В.Б. Надобко – Проблеми теорії і практики залізобетону: Зб. наук. статей. – Полтава, 1997. – С. 102-105.
15. Головкін О.В. Шляхи зменшення шкідливих поперечних зусиль на тертьових деталях циліндро-поршневої групи вертикального диференціального розчинонасоса / О.В. Головкін, В.О. Онищенко, В.У. Уст'янцев – Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. – Вип. 2. – Полтава: ПДТУ, 1998. – С. 15-20.
16. ДСТУ 2823-94. Зносостійкість виробів. Тертя, зношування та мащення. Терміни та визначення. – К.: Держстандарт України, 1995.-32 с.
17. ДСТУ Б В.2.7-23-95. Розчини будівельні. Загальні технічні умови. – К.: Державний комітет у справах містобудування і архітектури, 1995.
18. ДСТУ Б В.2.8-8-96 ДСТУ Б В.2.8-8-96 Будівельна техніка, оснастка, інвентар та інструмент. Машина та обладнання для механізації штукатурних робіт в будівництві. Загальні технічні вимоги – К.: Проектно-вишукувальним та

конструкторсько-технологічним інститутом "Київський Будпроект", Управлінням будівельної індустрії, механізації та промисловості будівельних матеріалів Держкоммістобудування України. Наказ Держкоммістобудування України від 30.08.96 р. № 154

19. ДСТУ 3021-95 Випробування і контроль якості продукції. Терміни та визначення. – К.: Київський науково-дослідний інститут радіовиміральної апаратури (КНДІРВА). Управлінням державної стандартизації Держстандарту України Наказ Держстандарту України № 62 від 28 лютого 1995 р.

20. ДСТУ ISO 2230:2014 Вироби із гуми. Настанови щодо зберігання (ISO 2230:2002, IDT) – К.: Технічний комітет стандартизації «Каучуки, гуми та гумові вироби» (ТК 128) Державне підприємство «Український науково-дослідний конструкторсько-технологічний інститут еластомерних матеріалів і виробів» (ДП «УНДКТІ «ДІНТЕМ»)) Київ (ДП «УкрНДНЦ») Наказ від 02.12.2014 № 1428 Дата початку дії: 01.06.2015

21. Деклараційний патент на винахід 52035А, МПК E04 F21/06, 21/12 Двоциліндровий диференційний розчинобетонасос з кулачковим приводом та зворотною кулісою / Ємельянова І.А., Баранов А.М., Задорожний А.О., Ніконов Д.В., Непорожнев О.С., Ємельянов В.П. (Україна); заявник і патентовласник Харк. держ. техн. ун-т будівн. та архіт., № 2002010411; заявл. 16.01.2002; опубл. 16.12.2002, Бюл. №12.

22. Ємельянова І.А., Андренко П.М., Чайка Д.О. Оцінка надійності безпоршневого шлангового універсального бетононасоса на стадії його проектування. Збірник наукових праць українського державного університету залізничного транспорту. Харків, 2016. Вип.162. С. 5–11.

23. Пат. №13709 МПК F04B19/00 Україна. Поршень / О.Г. Онищенко, Є.А. Васильєв, В.У. Уст'янцев, В.Г. Кліменко // Бюл. – 2006. – №4.

24. Ємельянова І.А., Чайка Д.О. Основи розробки математичної моделі гідравлічної системи безпоршневого універсального бетононасоса нового конструктивного рішення. Ефективні організаційно-технологічні рішення та енергозберігаючі технології в будівництві: матеріали VI Міжнародної

науковопрактичної конференції (м. Харків, 23-24 бер. 2016 р.). Харків: ХНУБА. 2016. С. 47–49.

25. Ємельянова І.А., Чайка Д.О. Гідравлічне обладнання нового покоління для безопалубного бетонування при виготовленні полегшених залізобетонних конструкцій криволінійної форми. Всеукраїнський науково-технічний журнал Промислова гідравліка і пневматика. 2017. 3(57). С.56-64.

26. Ємельянова І.А., Чайка Д.О. До питання визначення раціональних режимів роботи універсального безпоршневого шлангового бетононасоса. Науковий вісник будівництва. Харків:ХНУБА, 2018. Т.93. №3. С. 199–205.

27. Ємельянова І.А. Визначення продуктивності та об'ємного ККД розчинонасоса залежно від геометричних параметрів усмоктувальної камери та компенсаторів різних конструктивних рішень: [Текст] / І.А. Ємельянова, М.В. Шаповал // Науковий вісник будівництва. Т. 88, №2 – Х., 2017. – С. 195-203.

28. Emeljanova I., Andrenko P., Chayka D. Determination of capacities of concrete mix transportation by universal hydraulic hose concrete pumps under the conditions of a construction site. Norwegian journal of development of the International Science. Oslo, 2017. vol. 1. P. 84–90.

29. Засименко В. М. Основи теорії планування експерименту :Навчальний посібник для студентів напрямку "Метрологія, стандартизація і сертифікація" /Державний ун-т "Львівська політехніка". – Львів :Видавництво ДУ "Львівська політехніка", 2000. – 204 с.

30. Методичні рекомендації до проведення практичних занять з дисципліни «Експериментальні методи досліджень в інженерній механіці» для студентів за спеціальностей 133 «Галузеве машинобудування», 274 «Автомобільний транспорт» усіх форм навчання. Укладач: О.Ю. Крот, докт. техн. наук, професор.– Полтава, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», 2022. – 123 с.

31. Меленцов, Н. А. Создание растворобетононасоса с повышенной пропускной способностью клапанных узлов и стабильной подачей бетонных смесей [Текст]: дисс... канд. техн. наук: 05.05.02 / Меленцов Николай Алексеевич. – Харьков, 2014. – 176 с.

32. Назаренко І.І. Машина для виробництва будівельних матеріалів: Підручник. / І.І. Назаренко – К.: КНУБА, 1999. – 488 с.
33. Науменко І. І. Технічна механіка рідини і газу / І. І. Науменко. – Рівне: Видавництво РДТУ, 2000. – 528 с.
34. Коробко Б.О. Оптимізація профілю кулачка привода вертикального диференціального розчинонасоса/ Б.О. Коробко //Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. – Вип. 3. – Полтава: ПДТУ, 1998. – С. 11-22.
35. 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.
36. 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.
37. Коробко, Б.О. Дослідження ефективності роботи кульових клапанів розчинонасоса в залежності від закону руху поршня / Б.О. Коробко, Є.А. Васильєв // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2014. – Вип. 1 (40). – С. 14 – 19.
38. Кононенко А.П. Об'ємні гідравлічні машини гідроприводів. Донецьк: ДВНЗ «ДонНТУ», 2011. 292 с.
39. Кукоба А.Т., Онищенко О.Г., Надобко В.Б. Методика розрахунку зворотних втрат розчину через нагнітальний клапан вертикального диференціального розчинонасоса / А.Т. Кукоба, О.Г. Онищенко, В.Б. Надобко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. – Вип. 2. – Полтава: ПДТУ, 1998. – С. 3-7.
40. Кукоба А.Т. Насос із гідравлічним приводом для подачі трубопроводами будівельних розчинів / А.Т. Кукоба // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка / Редкол: О.Г. Онищенко (відп.ред.) та інші. – Вип. 4. Ч 1. – Полтава: ПДТУ, 1999. – С. 10-16.
41. Кукоба А.Т. Изменение объёма растворной смеси при перекачивании

растворонасосом / А.Т. Кукоба, Б.О. Коробко, А.В. Васильєв // Механізація будівництва.–2000. – № 3.

42. Кукоба А.Т. Дослідження об'ємного ККД гідроприводного розчинонасоса / А.Т. Кукоба, А.В. Васильєв // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. – Вип. 5. – Полтава: ПДТУ, 2000. – С. 19-24.

43. Кукоба А.Т. Вплив закону руху поршня на об'ємний ККД розчинонасосів / А.Т. Кукоба, А.В. Васильєв, О.М. Якубцов // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. – Вип. 6. Ч 1. – Полтава: ПДТУ, 2000. – С. 12-17.

44. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід. К.: ЦНЛ, 2006. 616 с.

45. Лівінський О.М. Опоряджувальні роботи: Матеріали, технологія і організація робіт, засоби механізації: Підручник. – К.: 2010. – 540 с.

46. Норми витрат паливно-мастильних матеріалів на роботу машин і механізмів СОУ 42.1-37641918-094:201X (Проект, перша редакція) На заміну СОУ 42.1-37641918-094:2012 А. Безуглий, канд. екон. наук; Ю. Маковська; В. Нагайчук, канд. техн. наук; Н. Оксюта; Т. Печончик (науковий керівник) Державне підприємство «Державний дорожній науково-дослідний інститут імені М.П.Шульгіна» ДП «ДерждорНДІ», Державне агентство автомобільних доріг України (Укравтодор) – К.: 2017. – 54 с.

47. Об'ємні гідравлічні приводи / Т.М. Башта, І.З. Зайченко, В.В. Єрмаков та ін.; під ред. Т.М. Башти. М.: Машинобудування, 1968. 628 с.

48. Онищенко О.Г. Механізація опоряджувальних робіт у будівництві / О.Г. Онищенко, Б.Ф. Драченко, О.В. Головкін. – К.: Урожай, 1998. – 320 с.

49. Онищенко, О.Г. Створення та дослідження розчинонасосів нового покоління: монографія / О.Г. Онищенко, І.О. Іваницька. За заг. ред. проф. Онищенка О.Г. – Полтава: ПолтНТУ, 2010. – 134 с.

50. Онищенко В.О. Високоєфективні технології та комплексні конструкції в промисловому й цивільному будівництві [Текст]: монографія / В. О. Онищенко, О.Г.

Онищенко, С. Ф. Пічугін, та ін. // – Вид. 2-ге, доповнене. – Полтава: ТОВ «АСМІ», 2011. – 520 с., [16] арк. іл

51. Онищенко В.О. Розрахунок всмоктуючого кулькового клапана розчинонасоса / В.О. Онищенко // Прогрессивные технологии и машины для производства стройматериалов, изделий и конструкций. – Полтава, 1996. – С. 102-104.

52. Онищенко О.Г. Компенсатор пульсації тиску / О.Г. Онищенко, А.В. Васильєв, А.М. Матвієнко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. – Вип. 5. – Полтава: ПДТУ, 2000. – С. 15-19.

53. Онищенко О.Г. Вплив об'ємного розширення розчину на ефективність роботи 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. 4. – Полтава: ПДТУ, 2000. – С. 3-9.

54. Онищенко О.Г. Взаємодія кульки клапана розчинонасоса з потоком перекачуваного розчину / О.Г. Онищенко, А.В. Васильєв, Б.О. Коробко. // Сб. научн. трудов / ХГДТУ. – Выпуск 5. – Харьков: ХГДТУ, 2000. – С.116-118.

55. Онищенко О.Г. Компенсатор пульсації тиску / О.Г. Онищенко, А.М. Матвієнко, С.А. Коломієць, О.В.Головкін // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. – Вип. 6. Ч.1. – Полтава: ПДТУ, 2000. – С. 3-6.

56. Онищенко О.Г. Пристрої для зниження пульсації тиску розчину на виході з форсунки / О.Г. Онищенко, В.У. Уст'янцев, А.М. Матвієнко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. – Вип. 7. – Полтава: ПДТУ, 2001. – С. 9-13.

57. Онищенко О.Г. Розрахунок геометричних параметрів дводіафрагмового компенсатора пульсації тиску / О.Г. Онищенко, А.В. Васильєв, А.М. Матвієнко // Проблемы создания новых машин и технологий. Научные труды КГПУ. Вып. 1/2001 (10) – Кременчуг: КГПУ, 2001. – 461-463.

58. Онищенко О.Г. Розчинозмішувальна установка УРЗ-04 / О.Г. Онищенко, С.В. Попов, В.У. Уст'янцев // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування,

будівництво) / Полтав. нац. техн. ун-т ім. Ю. Кондратюка. – Полтава: ПолтНТУ, 2005. – Вип. 15. – С.3-7.

59. Онищенко О.Г. Методика розрахунку зворотних втрат розчину через усмоктуючий клапан вертикального диференціального розчинонасоса / О.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.

60. Онищенко О. Г. Взаємодія кульки клапана розчинонасоса з потоком перекачуваного розчину / О.Г. Онищенко, А.В. Васильєв, Б.О. Коробко // Автомобильный транспорт: Сб. научн. трудов / Харьковский государственный автомобильно-дорожный технический университет. – Выпуск 5 / Совершенствование машин для земляных и дорожных работ. – Харьков: ХДТУ, 2000. – С. 116-118.

61. Онищенко А. Г. Работа шарового клапана в проточном плунжере дифференциального растворонасоса / А.Г. Онищенко, А.В. Васильєв, Б.О. Коробко // Проблемы создания новых машин и технологий. Научные труды КГПУ. Вип. 1/2001 (10). – Кременчуг: КГПУ, 2001. – С. 466-471.

62. 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.

63. Онищенко, О. Г. Вплив комбінованого закону руху робочого органа розчинонасоса на ефективність роботи кульових клапанів / О. Г. Онищенко, Б. О. Коробко, Є. А. Васильєв // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2003. – Вип. 13. – С. 176–181.

64. Онищенко, О. Г. Моделирование руху розчину через всмоктувальний клапан розчинонасоса РНЗ,8А / О. Г. Онищенко, В. У. Устьянцев, Є. А. Васильєв // Збірник наукових праць ХНАДУ. – Харків: ХНАДУ, 2004. – Вип. 27. – С. 160 –162.

65. Онищенко, О. Г. Однопоршневий розчинонасос РН 3,8А з гідравлічним компенсатором пульсації тиску / О. Г. Онищенко, В. У. Устьянцев, Є. А. Васильєв //

Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2004. – Вип. 14. – С. 3 – 5.

66. Онищенко, О. Г. Визначення впливу втрат розчину на об'ємний ККД розчинонасоса за допомогою математичної моделі / О. Г. Онищенко, Є. А. Васильєв, В. У. Устьянцев // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2005. – Вип. 15. – С. 11–16.

67. Онищенко О. Г. Розчинонасос з ефективним компенсатором тиску:[Текст] / О. Г.Онищенко , М. В.Шаповал , А. В. Васильєв // Збірник наукових праць. Сер.:Галузеве машинобудування, будівництво – Полтава: ПДТУ, 2000 – Вип. 5. – С. 26-30.

68. Онищенко, О.Г. Зменшення шкідливого об'єму робочої камери розчинонасоса шляхом модернізації всмоктувального клапанного вузла / О.Г. Онищенко, Є.А. Васильєв, І.О. Іваницька // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2009. – Вип. 23. Т. 1 – С. 16 – 23.

69. Васильєв Є.А. Диференціальний розчинонасос із гідравлічним компенсатором пульсації тиску: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец: 05.02.02 „Машини для виробництва будівельних матеріалів та конструкцій” / Є.А. Васильєв. – Полтава, 2009. – 20 с.

70. Онищенко, О.Г. Зменшення пульсації тиску розчинової суміші шляхом зміни закону руху робочого органа розчинонасоса / О.Г. Онищенко, Є.А. Васильєв, С.В. Зіжко // Збірник наукових праць студентів електромеханічного факультету / ПолтНТУ ім. Юрія Кондратюка; редкол.: О.Г. Онищенко (гол. ред.) та ін. – Полтава: ПолтНТУ, 2010. – Вип. 2. – С. 4 – 11.

71. Онищенко О. Г., Матвієнко А. М. Машини та обладнання для видобутку нафти і газу: Навчальний посібник. – Полтава: Видавництво ПолтНТУ, 2009. – 409 с.

72. Паливо-мастильні матеріали, технічні рідини та системи їх забезпечення. К / Упор. В.Я.Чабанний. – Кіровоград: Центрально-Українське видавництво, 2008. – 353 с.

73. Пат. 5214 Україна, МПК 7 F04В 9/08. Малоімпульсний розчинонасос / Онищенко О.Г., Уст'янцев В.У., Васильєв Є.А.; заявник і патентовласник Полт. нац.

техн. ун-т. ім. Ю. Кондратюка. – № 20040806486; заявл. 03.08.2004; опубл. 15.02.2005, Бюл. №2.

74. Пат. 11421 Україна, МПК 7 F04B 9/08. Диференціальний насос / Онищенко О.Г., Васильєв Є.А.; заявник і патентовласник Полт. нац. техн. ун-т. ім. Ю. Кондратюка. – № u 2005 06762; заявл. 11.07.2005; опубл. 15.12.2005, Бюл. №12.

75. Пат. 13709 Україна, МПК (2006) F04B 19/00. Поршень / Онищенко О.Г., Васильєв Є.А., Уст'янцев В.У., Кліменко В.Г.; заявник і патентовласник Полт. нац. техн. ун-т. ім. Ю. Кондратюка. – № u 2005 09658; заявл. 14.10.2005; опубл. 17.04.2006, Бюл. №4.

76. Пат. 18689 Україна, МПК (2006) F04B 9/00. Диференціальний розчинонасос / Онищенко О.Г., Васильєв Є.А.; заявник і патентовласник Полт. нац. техн. ун-т. ім. Ю. Кондратюка. – № u 2006 05729; заявл. 25.05.2006; опубл. 15.11.2006, Бюл. №11.

77. Пат. 38155 Україна, МПК 7 F04B 9/02 Малоімпульсний насос / О. Г.Онищенко, А.В. Васильєв, В. У. Уст'янцев, М. В. Шаповал, Є.І. Василенко (Україна); заявник і патентовласник Полт. нац. техн. ун-т. ім. Ю. Кондратюка, № u 2000063184; заявл. 02.06.2000; опубл. 15.05.2001, Бюл. №.4.

78. Пат. 52851 Україна, МПК 6 F04B 9/08 Малоімпульсний насос / О.Г. Онищенко, В. У. Уст'янцев, М. В. Шаповал (Україна); заявник і патентовласник Полт. нац. техн. ун-т. ім. Ю. Кондратюка, № u 99020552; заявл. 02.02.1999; опубл. 15.01.2003, Бюл. №.1.

79. Пат. 35898 Україна, МПК (2006) F04B 9/02. Диференціальний розчинонасос із керованим законом руху робочого органа / Васильєв Є.А.; заявник і патентовласник Полт. нац. техн. ун-т. ім. Ю. Кондратюка. – № u 2008 05376; заявл. 24.04.2008; опубл. 10.10.2008, Бюл. №19.

80. 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, № a 2015 11219; заявл. 16.11.2015; опубл. 10.10.2016, Бюл. №.19.

81. Патент № 38154U Україна, МПК₆ F04 В 9/00 Гідропривідний розчинонасос / Васильєв А.В.; заявник і власник патента А.В. Васильєв. – №2000063182; заявл. 02.06.00; опубл. 15.05.01, Бюл. №4.
82. Пат. №11421 МПК F04В9/08 Україна. Диференціальний насос / О.Г. Онищенко, Є.А. Васильєв // Бюл. – 2005. – №12.
83. Пат. 5214 Україна, МКИ F04В9/08. Малоімпульсний розчинонасос / О.Г. Онищенко, В.У. Уст'янцев, Є.А. Васильєв // Бюл. – 2005. – №2.
84. Портенко М. І. Процеси дифузії в середовищі з мембранами // Пр. Ін-ту математики НАН України. – 1995. – 10. – 200 с.
85. Портенко М. І. Дифузія в середовищах з напівпрозорими мембранами. – К.: Праці Інституту математики НАНУ, 1994
86. Патент на корисну модель № 23901U Україна, МПК7 F04В 43/06. Мембранний гідропривідний насос / Коц І. В., Петрусь В. В., Насіковський А. Б.; заявник і власник патенту Вінницький національний технічний університет. – № u200701165; заявл. 05.02.07; опубл. 11.06.07, Бюл. № 8.
87. Патент на корисну модель № 27692U Україна, МПК7 F04В 43/06. Мембранний насос з гідравлічним приводом / Коц І. В., Петрусь В. В.; заявник і власник патенту Вінницький національний технічний університет. – № u200707409; заявл. 02.07.07; опубл. 12.11.07. – Бюл. № 18.
88. Патент на корисну модель № 27788U Україна. МПК7 F04В 43/06. Насос мембранного типу з гідравлічним приводом / Коц І. В., Петрусь В. В., Штанько О. С [та ін.]; заявник і власник патенту Вінницький національний технічний університет. – № u200708355; заявл. 20.07.07; опубл. 12.11.07, Бюл. № 18.
89. Петрусь В. В. Дослідження мембранного насоса з гідравлічним автоматом реверса / Іван Коц, Віталій Петрусь // Вібрації в техніці і технологіях. – 2006. – № 2 (44). – С. 28 – 33.
90. Петрусь В. В. Математична модель гідропривода насосного вузла мембранного насоса / Віталій Петрусь, Іван Коц // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2006. – № 4 (21). – С. 73 – 77.

91. Петрусь В. В. Автомат реверсу для поршневих насосів з гідроприводом / Віталій Петрусь, Іван Коц // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2007. – № 1 (70). – С. 79 – 83.
92. Петрусь В. В. Дослідження робочого процесу насоса мембранного типу з гідроприводом / В. В. Петрусь // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві: Науково-технічний збірник. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця. – 2007. – № 4. – С. 169 – 175.
93. Приходько О.А., Сьомін Д.О. Технічна аерогідромеханіка: навч. посіб. Луганськ: СНУ імені В. Даля, 2002. 170 с.
94. Світлицький В. М., Кривуля С. В., Матвієнко А. М., Коцаба В. І. Машини та обладнання для видобування нафти і газу: Довідковий посібник. – Харків «КП „Міська друкарня», – 2014. – 352 с.
95. Струтинський В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки. Житомир: ЖІТІ, 2001. 612 с.
96. Технологія виробництва та переробки полімерів медико-біологічного призначення : навч. посіб. / В. Л. Авраменко, Л. П. Підгорна, Г. М. Черкашина, О. В. Близнюк. – Харків: Видавництво та друкарня «Технологічний Центр», 2018. – 356 с.
97. Суберляк О.В. Технологія переробки полімерних та композиційних матеріалів. Підручник / О.В. Суберляк, П.І. Баштанник – Львів: Видавництво «Растр-7», 2007. – 376 с.
98. Фінкельштейн З.Л., Андренко П.М., Дмитрієнко О.В. Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів: навч. посіб. / під ред. проф. П.М. Андренка. Х.: НТУ «ХПІ», 2014. 308 с.
99. Чайка Д.О., Ємельянова І.А., Андренко П.М. Розробка математичної моделі гідравлічної системи універсального шлангового бетононасоса. Восточноєвропейський журнал передових технологій. 2016. 2/7(80). С. 32–42.
100. Теорія планування експериментів: Виконання розрахунково-графічної роботи [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 131 «Прикладна механіка», спеціалізації «Технологія машинобудування» / С.М. Лапач ; КПІ ім. Ігоря

Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 3,31 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 86 с.

101. Шаповал М. В. Аналіз впливу тиску подачі на об'ємний ККД розчинонасоса:[Текст] / М. В. Шаповал // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. нац. техн. ун-т. ім. Юрія Кондратюка. – Вип. 1(36). – Полтава: ПолтНТУ імені Юрія Кондратюка, 2013. – С. 195-204.

102. Шаповал М. В. Аналіз робочих процесів однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску: [Текст] / М.В. Шаповал // Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. серия: подъёмно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование Сб. научн. тр. Вип. № 79 – Днепропетровск: ГВУЗ "ПГАСА", 2014. – С.276 – 284.

103. Шаповал М.В. Визначення об'ємного ККД розчинонасоса при перекачуванні розчинів різної рухомості на основі трьохфакторного експериментального дослідження М.В. Шаповал, В.В. Вірченко // Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки: Матеріали IV Всеукр. наук.-техн. конф. (М. Полтава, 26 лист. 2020р.). – Полтава: Національний університет імені Юрія Кондратюка, 2020. – С. 59-61.

104. Шаповал М.В. Обґрунтування ефективності роботи розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму / М.В. Шаповал // Kondratyuk Innovations XX-XXI: матеріали Міжнарод. наук.-практ. конф., 24 – 26 трав. 2017, м. Полтава. – Полтава: ПолтНТУ, 2017. – С. 13. Конф. присвяч. 120-річчю з дня народження Юрія Кондратюка (Олександра Шаргея).

105. Шаповал М.В., Аналіз роботи розчинонасоса різних конструктивних рішень / М.В. Шаповал, В.В. Вірченко, А.І. Криворот, М.О. Скорик // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС – 2021) : матеріали тез доповідей XI Міжнародної науково-практичної конференції (м. Чернігів, 26–27 травня 2021 р.) : у 2 т. / Національний університет «Чернігівська політехніка» [та ін.] ; відп. за вип.: Єрошенко Андрій Михайлович [та ін.]. – Чернігів : НУ «Чернігівська політехніка», 2021. – Т. 1. С. 79–82. <http://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/9319>

106. Шаповал М.В. Вплив конструктивних рішень компенсаторів на енергоефективність роботи розчинонасоса / М.В. Шаповал, В.В. Вірченко, А.І. Криворот, М.О. Скорик // Автоматика, комп'ютерно-інтегровані технології та проблеми енергоефективності в промисловості і сільському господарстві (АКІТ-2022): матеріали міжнар. наук.-техн. конф. – Кропивницький : Ексклюзив-Систем, 2022. – С. 101–103. <http://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/11056>
107. Shapoval M.V. One-Piston Mortar Pump with Increased Volume Combined Compensator Working Processes Analysis / M.V. Shapoval, V.V. Virchenko, M.O. Skoryk, A.I. Kryvorot // Proceedings of the 2nd International Conference on Building Innovations. ICBI 2019. Lecture Notes in Civil Engineering / edit. : V.O. Onyshchenko [et. al.]. – Cham : Springer, 2019. – Vol. 73. – P. 253-264.
108. Шаповал М. В. Вивчення впливу конструктивних елементів робочої камери розчинонасоса на об'ємний ККД / М. В. Шаповал // Теорія і практика будівництва : наук.-техн. журн. / Київ. нац. ун-т буд-ва та архітектури ; гол. ред. І. І. Назаренко. – Київ : КНУБА, 2013. - Вип. 11. - С. 12 - 252016. - Бібліогр. : 9 назв.
109. Р.а. 2539751 BRD, INT. Cl. 3 B 28 C 5/08, 5/34. Mischund Fordereinrichtung fur Putz, Mortel, Gips oder dergliecher / Dufner Lothar. – 10.03.1977.
110. Р.а. 7902669 Fr, INT. Cl. 3 F 04 B 15/00 Pompe a cyllndres. – 1.02.79.
111. Shapoval M.V. One-Piston Mortar Pump with Increased Volume Combined Compensator Working Processes Analysis / M.V. Shapoval, V.V. Virchenko, M.O. Skoryk, A.I. Kryvorot // Proceedings of the 2nd International Conference on Building Innovations. ICBI 2019. Lecture Notes in Civil Engineering / edit. : V.O. Onyshchenko [et. al.]. – Cham : Springer, 2019. – Vol. 73. – P. 253-264.
112. TURBOSOL: BLOG URL: <https://turbosol.com/blog/en/home/> (access date: 03/19/2025).
113. Milton Roy URL: <https://www.miltonroy.com/en/about-us> (access date: 03/19/2025).
114. 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).
115. Dellmeco. Pump manufacturer. If our partners succeed, then so does

DELLMECO URL: <https://www.dellmeco.com/> (access date: 03/19/2025).

116. Tapflo Group – high-quality European industrial pumps from the manufacturer TAPFLO. Official representative office in Ukraine – LLC "TAPFLO". URL: <https://tapflo.ua/> (access date: 03/19/2025).

117. Putzmeister: Concrete equipment and concrete pumps. URL: <https://www.kvbukraine.com.ua/> (access date: 03/19/2025).

118. Електронний ресурс: https://gumaprom.com.ua/about_us/ Компанія ГУМАПРОМ – українська виробничо-торгова компанія, що є виробником гумотехнічних виробів (ГТВ), які активно застосовуються в різних сферах економіки.

119. Електронний ресурс: <https://hermetica.com.ua/> ТОВ "ГЕРМЕТИКА-УКРАЇНА" 25014, Україна, м. Кропивницький, вул. Р. Слободянюка 93

120. Електронний ресурс: <https://wilden.com.ua/> ТОВ «УКРРЕСУРС» – офіційний дистриб'ютор пневмоприводних мембранних насосів Wilden та Almatec в Україні, ул. Пшенична 9, буд. "Н", м. Київ

121. Електронний ресурс: <http://www.debem.com/> Інструкція по експлуатації і технічного обслуговування. Пневматичні насоси DEBEM ПЕРЕКЛАД ОРИГІНАЛЬНОЇ ІНСТРУКЦІЇ – BOXER rev. 2026. s.r.l. – Via Del Bosco, 41 – Busto Arsizio (VA) ITALY

122. Електронний ресурс: <https://tapflo.ua/> КАТАЛОГ ПРОМИСЛОВИХ НАСОСІВ TAPFLO В УКРАЇНІ– Європейські промислові насоси від виробника TAPFLO. Офіційне представництво в Україні – ТОВ «ТАПФЛО».

123. Електронний ресурс: <https://emerem.ua/depa/> DEPA: Революційні пневматичні мембранні насоси Промислове обладнання Emerem. © 2009-2026

124. Електронний ресурс: <https://www.steinle-pumpen.de/> STEINLE INDUSTRIEPUMPEN GMBH Промислові насоси для різних галузей промисловості Фихтенштрассе 113, 40233 Дюссельдорф

125. Електронний ресурс:
<https://pragmatec.com.ua/pnevmopodushky/pnevmoballony-na-auto.>

126. Теоретичні основи та технологія виробництва полімерних композиційних матеріалів : навч. посіб. / Е. О. Спорягін, К. Є. Варлан. – Д. : Вид-во ДНУ, 2012. – 188 с.
127. Суберляк О.В., П. І. Баштанник. Технологія переробки полімерних та композиційних матеріалів: підруч. для студентів ВНЗ; М. освіти і науки України. 2-ге вид. Львів: Растр-7, 2016. 456 с.
128. Суберляк О.В., П.І. Баштанник Технологія переробки полімерних та композиційних матеріалів: підручник. Львів: Растр-7, 2015. 256 с.
129. Гаркуша О.М., Махно С.М., Приходько Г.П. Структурні особливості та властивості полімерних нанокompозитів при низьких концентраціях наповнювача Хімія, фізика та технологія поверхні.- 2010. Т.1, №.1.- С.103-110.

ДОДАТКИ

Додаток А
Дослідження впливу факторів на значення об'ємного ККД
розчинонасоса $\eta_{об}$

А.1. Визначення функціональної залежності об'ємного ККД розчинонасоса на основі трьохфакторного експерименту

При проведенні експериментів із визначення залежності об'ємного ККД розчинонасосу знімалися такі позначення таких параметрів: рухомість розчину, що перекачується; середній тиск подачі розчину; кут нахилу перегородки усіченого циліндру, що був введений у робочу камеру.

Тому у якості «нульового рівня» були прийняті такі значення параметрів: $P=9$ см, $p=1,5$ МПа, $\alpha=45^\circ$. Інтервали варіювання даних чинників наведено у таблиці 3.1. Для точності розрахунку було введено для рухомості суміші дробний рівень -0,5 (ОК=8,5 см), так як на інтервалі від $P=8$ см до $P=9$ см відбувається різкий стрибок об'ємного ККД розчинонасосу.

Таблиця А.1

Параметри, які впливають на ефективність роботи розчинонасосу і їх
інтервали варіювання

№	Найменування	Позначення	Розмірність	Верхній рівень (+)	Нульовий рівень (0)	Дробний рівень (-0,5)	Нижній рівень (-)	Інтервал варіювання
X_1	Рухомість розчину	P	см	10	9	8,5	8	1
X_2	Середній тиск подачі розчину	p	МПа	2,5	1,5	–	0,5	1
X_3	Кут нахилу перегородки усіченого циліндру	α	град.	60	45	–	30	15

Оскільки вплив дії вказаних параметрів на об'ємний ККД розчинонасосу відрізняється від лінійного, було вибрано трирівневий нелінійний дробний план проведення експерименту для $k=3$. У випадку, як що побудована модель не буде відповідати проведенням дослідів (не буде адекватна), слід використовувати плани іншого вигляду.

В загальному вигляді для трьохфакторного експерименту:

$$\hat{y}_i = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i x_i + \sum_{i=1}^k b_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^k b_{ij} x_i x_j \quad (A.1)$$

$i \neq j$

де $i, j = 1, 2, \dots, k$ – порядкові номери факторів;

$\hat{y}$ – об’ємним ККД $\eta_{об}$ розчинонасосу;

$x_1, x_2, \dots, x_k$ – вихідні фактори;

$b_0, b_1, b_2, \dots, b_{12}, b_{13}, \dots, b_{ij}, b_{ii}$ – коефіцієнти рівняння.

Результати експериментів наведені у таблиці А.2

Таблиця А.2

Результати експериментів і дані обробки експериментальних даних

№ досліджу	x1	x2	x3	x1^2	x2^2	x3^2	x1*x2	x1*x3	x2*x3	y
1	-1	-1	-1	1	1	1	1	1	1	0,598
2	-1	-1	1	1	1	1	1	-1	-1	0,62
3	-1	0	0	1	0	0	0	0	0	0,7
4	-1	1	-1	1	1	1	-1	1	-1	0,625
5	-1	1	1	1	1	1	-1	-1	1	0,625
6	-0,5	-1	0	0,25	1	0	0,5	0	0	0,895
7	-0,5	0	-1	0,25	0	1	0	0,5	0	0,846
8	-0,5	0	0	0,25	0	0	0	0	0	0,885
9	-0,5	0	1	0,25	0	1	0	-0,5	0	0,842
10	-0,5	1	0	0,25	1	0	-0,5	0	0	0,837
11	0	-1	-1	0	1	1	0	0	1	0,64
12	0	-1	1	0	1	1	0	0	-1	0,92
13	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,95
14	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,945
15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,95
16	0	1	0	0	1	0	0	0	0	0,894
17	0	-1	0	0	1	0	0	0	0	0,922
18	0	0	1	0	0	1	0	0	0	0,93
19	0	0	-1	0	0	1	0	0	0	0,89
20	0	1	-1	0	1	1	0	0	-1	0,58
21	0	1	1	0	1	1	0	0	1	0,93
22	0	1	1	0	1	1	0	0	1	0,93
23	1	-1	0	1	1	0	-1	0	0	0,941
24	1	0	-1	1	0	1	0	-1	0	0,955
25	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0,95
26	1	0	1	1	0	1	0	1	0	0,94
27	1	1	0	1	1	0	1	0	0	0,907
Сума										22,647

Використовуючи методи матричного розв’язання даного рівняння (розділ А.2) отримуємо коефіцієнти. Функціональна залежність вищенаведених параметрів на об’ємний ККД розчинонасосу має вигляд:

$$\begin{aligned}
 \hat{y}_i = & b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 = \\
 = & 0,964 + 0,115x_1 - 0,008224x_2 + 0,056x_3 - 0,086x_1^2 - 0,073x_2^2 - 0,072x_3^2 - \\
 & -0,009488x_1x_2 + 0,021x_1x_3 + 0,012x_2x_3
 \end{aligned}
 \quad (A.2)$$

Після одержання рівняння регресії виконують перевірку відрізнєння коефіцієнтів b_i від нуля и придатності рівняння для описування залежностей, які досліджуються (перевірка адекватності) (розділ Д.3).

Знаходимо матрицю, яка є перемноженням матриці x на транспоновану матрицю x .

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
0	10	4	3	4	2	4.25	4.25	1.75	1.25	1.25	6	2	1	1	1	1	3	1	3	2	2	2	2	2	1	2	2
1	4	10	3	2	4	4.25	1.25	1.75	4.25	1.25	2	6	1	1	1	1	3	3	1	2	2	2	2	2	1	2	2
2	3	3	3	3	3	1.75	1.75	1.75	1.75	1.75	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
3	4	2	3	10	4	1.25	4.25	1.75	1.25	4.25	2	2	1	1	1	3	1	1	3	6	2	2	2	2	1	2	2
4	2	4	3	4	10	1.25	1.25	1.75	4.25	4.25	2	2	1	1	1	3	1	3	1	2	6	6	2	2	1	2	2
5	4.25	4.25	1.75	1.25	1.25	3.563	1.313	1.313	1.313	1.063	3	3	1	1	1	1	3	1	1	1	1	1	2.25	0.75	0.75	0.75	1.25
6	4.25	1.25	1.75	4.25	1.25	1.313	3.563	1.313	1.063	1.313	3	1	1	1	1	1	1	1	3	3	1	1	0.75	2.25	0.75	1.25	0.75
7	1.75	1.75	1.75	1.75	1.75	1.313	1.313	1.313	1.313	1.313	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75
8	1.25	4.25	1.75	1.25	4.25	1.313	1.063	1.313	3.563	1.313	1	3	1	1	1	1	1	3	1	1	3	3	0.75	1.25	0.75	2.25	0.75
9	1.25	1.25	1.75	4.25	4.25	1.063	1.313	1.313	1.313	3.563	1	1	1	1	1	3	1	1	1	3	3	3	1.25	0.75	0.75	0.75	2.25
10	6	2	1	2	2	3	3	1	1	1	6	2	1	1	1	1	3	1	3	2	2	2	3	3	1	1	1
11	2	6	1	2	2	3	1	1	3	1	2	6	1	1	1	1	3	3	1	2	2	2	3	1	1	3	1
12	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
13	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
14	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
15	1	1	1	3	3	1	1	1	1	3	1	1	1	1	1	3	1	1	1	3	3	3	1	1	1	1	3
16	3	3	1	1	1	3	1	1	1	1	3	3	1	1	1	1	3	1	1	1	1	1	3	1	1	1	1
17	1	3	1	1	3	1	1	1	3	1	1	3	1	1	1	1	3	1	1	1	3	3	1	1	1	3	1
18	3	1	1	3	1	1	3	1	1	1	3	1	1	1	1	1	1	3	3	1	1	1	3	1	1	1	1
19	2	2	1	6	2	1	3	1	1	3	2	2	1	1	1	3	1	1	3	6	2	2	1	3	1	1	3
20	2	2	1	2	6	1	1	1	3	3	2	2	1	1	1	3	1	3	1	2	6	6	1	1	1	3	3
21	2	2	1	2	6	1	1	1	3	3	2	2	1	1	1	3	1	3	1	2	6	6	1	1	1	3	3
22	2	2	1	2	2	2.25	0.75	0.75	0.75	1.25	3	3	1	1	1	1	3	1	1	1	1	1	6	3	3	3	2
23	2	2	1	2	2	0.75	2.25	0.75	1.25	0.75	3	1	1	1	1	1	1	1	3	3	1	1	3	6	3	2	3
24	1	1	1	1	1	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	3	3	3	3	3
25	2	2	1	2	2	0.75	1.25	0.75	2.25	0.75	1	3	1	1	1	1	1	3	1	1	3	3	3	2	3	6	3
26	2	2	1	2	2	1.25	0.75	0.75	0.75	2.25	1	1	1	1	1	3	1	1	1	3	3	3	2	3	3	3	6

Коефіцієнти рівняння b знаходяться за залежністю:

$$b_i := (x^T x)^{-1} x^T y$$

Визначені коефіцієнти наведено у наступній матриці.

	0
0	0.964
1	0.115
2	-8.224 · 10 ⁻³
3	0.056
4	-0.086
5	-0.073
6	-0.072
7	-9.488 · 10 ⁻³
8	0.021
9	0.012

$$b_0 := b_{0,0} = 0.964$$

Коефіцієнти рівняня Г.1.

$$b_1 := b_{1,0} = 0.115$$

$$b_2 := b_{2,0} = -8.224 \times 10^{-3}$$

$$b_3 := b_{3,0} = 0.056$$

$$b_{11} := b_{4,0} = -0.086$$

$$b_{22} := b_{5,0} = -0.073$$

$$b_{33} := b_{6,0} = -0.072$$

$$b_{12} := b_{7,0} = -9.488 \times 10^{-3}$$

$$b_{13} := b_{8,0} = 0.021$$

$$b_{23} := b_{9,0} = 0.012$$

Рівняння залежності об'ємного КХД від факторів x_1, x_2, x_3 .

$$y(x_0, x_1, x_2, x_3) := b_0 \cdot x_0 + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_2 + b_3 \cdot x_3 + b_{11} \cdot x_1^2 + b_{22} \cdot x_2^2 + b_{33} \cdot x_3^2 + b_{12} \cdot x_1 \cdot x_2 + b_{13} \cdot x_1 \cdot x_3 + b_{23} \cdot x_2 \cdot x_3$$

Матриця зміни факторів

$$x(X)_{i,j} = x_{i,j}$$

$x(0) =$

	0	1	2	3
0	1	-1	-1	-1
1	1	-1	-1	1
2	1	-1	0	0
3	1	-1	1	-1
4	1	-1	1	1
5	1	0.5	-1	0
6	1	-0.5	0	-1
7	1	-0.5	0	0
8	1	-0.5	0	1
9	1	-0.5	1	0
10	1	0	-1	-1
11	1	0	-1	1
12	1	0	0	0
13	1	0	0	0
14	1	0	0	0
15	1	0	1	0
16	1	0	-1	0
17	1	0	0	1
18	1	0	0	-1
19	1	0	1	-1
20	1	0	1	1
21	1	0	1	1
22	1	1	-1	0
23	1	1	0	-1
24	1	1	0	0
25	1	1	0	1
26	1	1	1	0

$$y_{ij} := x_i \cdot b_j =$$

	0
0	0.593
1	0.639
2	0.763
3	0.571
4	0.667
5	0.815
6	0.767
7	0.880
8	0.809
9	0.808
10	0.783
11	0.87
12	0.964
13	0.964
14	0.964
15	0.882
16	0.899
17	0.948
18	0.836
19	0.742
20	0.879
21	0.879
22	0.937
23	0.844
24	0.993
25	0.997
26	0.901

Розрахункові значення об'ємного ККД від факторів x_1, x_2, x_3 наведено у матриці y_{ij} .

$$\text{Sum_} y_{ij} = \sum y_{ij} = 22.647$$

$$\Delta y := y - y_{ij} =$$

	0
0	$5.1948 \cdot 10^{-1}$
1	-0.0192
2	-0.063
3	0.0545
4	-0.0416
5	0.0799
6	0.079
7	$-1.2681 \cdot 10^{-4}$
8	0.0167
9	0.0288
10	-0.1428
11	0.0497
12	-0.0141
13	-0.0191
14	-0.0141
15	0.0116
16	0.0231
17	-0.0179
18	0.0543
19	-0.1616
20	0.0513
21	0.0513
22	$4.1201 \cdot 10^{-7}$
23	0.1113
24	-0.0426
25	-0.057
26	$5.5427 \cdot 10^{-3}$

Похибка між експериментальними та розрахунковими значеннями об'ємного ККД наведено у матриці Δy .

$$\text{Sum_} \Delta y = \sum \Delta y = 5.218 \cdot 10^{-14}$$

А.3 Перевірка відмінності коефіцієнтів b_i від нуля.

За результатами дослідів у нульових (або основних) визначають:

а) середнє арифметичне значення

$$\bar{y}_0 = \frac{\sum_{u=1}^{n_0} y_{0u}}{n_0}, \quad (\text{A.3})$$

де y_{0u} – значення об'ємного ККД у нульовій точці в u -том досліді;

n_0 – число дослідів у нульовій точці;

б) дисперсію у нульовій точці

$$S_{\bar{y}}^2 = S_0^2 = \frac{\sum_{u=1}^{n_0} (\bar{y}_0 - y_{0u})^2}{n_0 - 1}; \quad (\text{A.4})$$

в) середнє квадратичне відхилення, що характеризує помилку дослідів:

$$S_{\bar{y}} = S_0 = \sqrt{S_0^2} = \sqrt{\frac{\sum_{u=1}^{n_0} (\bar{y}_0 - y_{0u})^2}{n_0 - 1}}; \quad (\text{A.5})$$

г) середню квадратичну похибку у визначенні коефіцієнтів обчислюють по наступним залежностям залежно від кількості прийнятих факторів, для $k=3$:

$$S\{b_0\} = 0,4279 S_{\bar{y}}; \quad (\text{A.6})$$

$$S\{b_i\} = 0,3162 S_{\bar{y}}; \quad (\text{A.7})$$

$$S\{b_{ii}\} = 0,6109 S_{\bar{y}}; \quad (\text{A.8})$$

$$S\{b_{ij}\} = 0,3536 S_{\bar{y}}. \quad (\text{A.9})$$

Результати розрахунків наводимо у вигляді таблиці Д 3.

Обчислюємо помилки у визначенні коефіцієнтів, використовуючи (А6)-(А9), і отримуємо:

$$S\{b_0\} = 0,4279 S_{\bar{y}} = 0,4279 \cdot 0,002887 = 0,001235241; \quad (\text{A.10})$$

$$S\{b_1\} = 0,3162 S_{\bar{y}} = 0,3162 \cdot 0,002887 = 0,000912791; \quad (\text{A.11})$$

$$S\{b_{ii}\} = 0,6109 S_{\bar{y}} = 0,6109 \cdot 0,002887 = 0,001763516; \quad (\text{A.12})$$

$$S\{b_{ij}\} = 0,3536 S_{\bar{y}} = 0,3536 \cdot 0,002887 = 0,001020755. \quad (\text{A.13})$$

Визначаємо розрахункове значення t_p – критерію Стюдента за формулою

$$t_p = \frac{|b_i|}{S\{b_i\}} \quad (\text{A.14})$$

Таблиця А.3

Результати розрахунків перевірки відмінностей коефіцієнтів b_i від нуля

№ досліду	об'ємний ККД, y_{0u} (вихід)	$\bar{y}_0 - y_{0u}$	$(\bar{y}_0 - y_{0u})^2$
13	0,95	0,0016667	$2,77778 \cdot 10^{-6}$
14	0,945	-0,0033333	$1,11111 \cdot 10^{-5}$
15	0,95	0,0016667	$2,77778 \cdot 10^{-6}$

$\bar{y}_0$	0,948333333
$\sum_1^{n_0} (\bar{y}_0 - y_{0u})^2$	$1,66667 \cdot 10^{-5}$
$S_{\bar{y}}^2 = S_0^2 = \frac{\sum_1^{n_0} (\bar{y}_0 - y_{0u})^2}{n_0 - 1}$	$8,33333 \cdot 10^{-6}$
$S_{\bar{y}} = S_0 = \sqrt{S_0^2} = \sqrt{\frac{\sum_1^{n_0} (\bar{y}_0 - y_{0u})^2}{n_0 - 1}}$	0,002887

Порівнюємо одержане значення t_p с табличним t_m . При числі ступенів свободи $f_{\bar{y}} = n_0 - 1$, для нашого випадку при кількості вимірів у нульовій точці $n_0=3$; $f_{\bar{y}}=2$, за [92] значення критерію Ст'юдента для 5% рівня значимості $t_m=4,3$

Як що $t_m < t_m$, то коефіцієнт вважають таким, що дорівнює нулю, а відповідний йому член рівняння усувають, вважаючи його не значимим. Порівняння наводимо в таблиці А.4.

Таблиця А.4

Порівняння розрахункових t_p та табличного значень $t_m=4,3$ критеріюСт'юдента для визначення відмінностей коефіцієнтів b_i від нуля

Коефіцієнт	Значення коефіцієнтів b_i	$S\{b_i\}$	$t_p = \frac{ b_i }{S\{b_i\}}$	Висновок про значимість
b_0	0,964	0,001235241	780,41457	значим
b_1	0,115	0,000912791	125,98725	значим
b_2	-0,0082240	0,000912791	9,0097317	значим
b_3	0,056	0,000912791	61,350313	значим
b_{11}	-0,086	0,001763516	48,766204	значим
b_{22}	-0,073	0,001763516	41,394568	значим
b_{33}	-0,072	0,001763516	40,827519	значим
b_{12}	-0,009488	0,001020755	9,2950781	значим
b_{13}	0,021	0,001020755	20,573002	значим
b_{23}	0,012	0,001020755	11,756001	значим

Коефіцієнти при квадратичних членах не слід виключати з рівняння навіть у випадку їхньої статистичної незначимості (тобто при $t_p < t_m$).

Таким чином, рівняння регресії (A2) має вигляд:

$$\begin{aligned} \hat{y}_i = & b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 = \\ & = 0,964 + 0,115x_1 - 0,008224x_2 + 0,056x_3 - 0,086x_1^2 - 0,073x_2^2 - 0,072x_3^2 - \\ & - 0,009488x_1x_2 + 0,021x_1x_3 + 0,012x_2x_3 \end{aligned} \quad (\text{A.15})$$

А.4. Перевірка адекватності отриманої функціональної залежності фактичним результатам, отриманим на основі експериментів.

Оцінку придатності функціональної залежності робимо на основі розрахунку критерію Фішера F_p і порівняння його з рекомендованим значенням $[F_p]$. Рівняння вважається придатним, як що $F_p < [F]$.

Гранична величина $[F_p]$ – критерію призначається з таблиці А.5. залежно від числа степенів свободи f_y^-

$$f_y^- = n_0 - 1 \quad (\text{A.16})$$

і критерію для 5% значимості f_{ad}

$$f_{ad} = N - m - (n_0 - 1), \quad (\text{A.17})$$

де: n_0 — кількість експериментів на нульовому рівні;

N — загальна кількість експериментів у плані, включаючи й дослід в нульових точках;

m - кількості значимих коефіцієнтів у рівнянні регресії, включаючи b_0 .

$$f_y^- = n_0 - 1; = 3 - 1 = 2;$$

$$f_{ad} = N - m - (n_0 - 1); = 27 - 10 - 2 = 15;$$

$$[F_p] = 19,4.$$

Таблиця А.5

Значення F– критерію для 5% рівня значимості

f_y^-	Значення F – критерію при f_{ad}								
	1	2	3	4	5	6	12	24	∞
2	18,5	19,2	19,2	19,3	19,3	19,3	19,4	19,5	19,5
3	10,1	9,6	9,3	9,1	9	8,9	8,7	8,6	8,5
4	7,7	6,9	6,6	6,4	6,3	6,2	5,9	5,8	5,6
5	6,6	5,8	5,4	5,2	5,1	5	4,7	4,5	4,4

Визначаємо розрахункове значення F_p – критерію Фішера за формулою:

$$F_p = \frac{S_{ad}^2}{S_{\bar{y}}^2}, \quad (\text{A.18})$$

де S_{ad}^2 – дисперсія адекватності (або остаточно дисперсія);

$S_{\bar{y}}^2$ – дисперсія у нульовій точці, при триразових вимірах у нашому випадку $S_{\bar{y}}^2 = 8,33333 \cdot 10^{-6}$;

Визначаємо дисперсію адекватності (або остаточно дисперсію) за формулою

$$S_{ad}^2 = \frac{\sum_{u=1}^N \left(y_u - \hat{y}_u \right)^2}{N - m - (n_0 - 1)}, \quad (\text{A.19})$$

де y_u – значення об'ємного ККД, $\eta_{об}$ (вихід), яке одержане в u -том досліді (див. таблицю А.2 результатів експериментів);

$\hat{y}_u$ – значення об'ємного ККД, $\eta_{об}$ в u -том досліді, яке підраховане за уточненому рівнянню регресії (А.15);

m – число значимих коефіцієнтів, враховуючи b_0 .

Для розрахунку остаточної дисперсії S_{ad}^2 значення об'ємний ККД $\eta_{об}$ $\hat{y}_u$ визначаємо за розробленою функціональною залежністю (А.15) для кожного рядку плану (таблиця А.2).

Результати розрахунку наведені в таблиці А.6.

Обчислюємо остаточно дисперсію

$$S_{ad}^2 = \frac{\sum_{u=1}^N \left(y_u - \hat{y}_u \right)^2}{N - m - (n_0 - 1)} = 0,099270309 / 15 = 0,006618. \quad (\text{A.20})$$

Розрахункове значення критерію Фішера:

$$F_p = \frac{S_{ad}^2}{S_{\bar{y}}^2} = 8,33333 \cdot 10^{-6} \cdot 0,006618 = 0,001259188 < 19,4. \quad (\text{A.21})$$

Таблиця А.6

Результати оцінювання адекватності математичної моделі
експериментальним даним

№	Значення об'ємного ККД $\eta_{об}$		Абсолютне відхилення		Відносна похибка $\varepsilon = \frac{\Delta y}{y_u} 100\%$
	фактичне ККД y_u	розрахункове ККД $\hat{y}_u$	$\Delta y = y_u - \hat{y}_u$	Δy^2	
1	0,598	0,593736	0,004264	$1,81817 \cdot 10^{-5}$	0,718164302
2	0,62	0,639736	-0,019736	0,00038951	3,085022572
3	0,7	0,763	-0,063	0,003969	8,256880734
4	0,625	0,572264	0,052736	0,002781086	9,215327192
5	0,625	0,666264	-0,041264	0,001702718	6,193340778
6	0,895	0,81548	0,07952	0,00632343	9,751312111
7	0,846	0,7675	0,0785	0,00616225	10,22801303
8	0,885	0,885	0	0	0
9	0,842	0,8585	-0,0165	0,00027225	1,921956902
10	0,837	0,80852	0,02848	0,00081111	3,522485529
11	0,64	0,783224	-0,143224	0,020513114	18,28646722
12	0,92	0,871224	0,048776	0,002379098	5,598560187
13	0,95	0,964	-0,014	0,000196	1,452282158
14	0,945	0,964	-0,019	0,000361	1,970954357
15	0,95	0,964	-0,014	0,000196	1,452282158
16	0,894	0,882776	0,011224	0,000125978	1,271443718
17	0,922	0,899224	0,022776	0,000518746	2,532850547
18	0,93	0,948	-0,018	0,000324	1,898734177
19	0,89	0,836	0,054	0,002916	6,459330144
20	0,58	0,742776	-0,162776	0,026496026	21,91454759
21	0,93	0,878776	0,051224	0,002623898	5,829016723
22	0,93	0,878776	0,051224	0,002623898	5,829016723
23	0,941	0,937712	0,003288	$1,08109 \cdot 10^{-5}$	0,350640708
24	0,955	0,844	0,111	0,012321	13,15165877
25	0,95	0,993	-0,043	0,001849	4,330312185
26	0,94	0,998	-0,058	0,003364	5,811623246
27	0,907	0,902288	0,004712	$2,22029 \cdot 10^{-5}$	0,522227936
Сумарне значення $\sum_{1}^N \left(y_u - \hat{y}_u \right)^2$				0,099270309	-
Середнє значення відносної похибки $\varepsilon = \frac{\hat{y} - y_u}{\hat{y}_u} \cdot 100\%$					5,61312784

Оскільки розрахункове значення F_p – критерію менше, ніж граничне, розроблена на основі багатofакторного аналізу функціональна залежність адекватно описує взаємозв'язок параметрів, що характеризують процес ефективності роботи розчинонасоса.

Розрахунок перевірки відмінності коефіцієнтів b_i від нуля та перевірки адекватності отриманої функціональної залежності фактичним результатам, отриманих на основі експериментів виконано у табличному процесорі Microsoft Exel 2003 та наведено у розділі А.5.

2)		Критерій Стьюдента	4,3	
Коефіцієнти рівняння		Розрахункове значення критерію Стьюдента	$t_p = \frac{ b_{ii} }{S\{b_{ii}\}}$	8) Прийняті коефіцієнти рівняння
b0	0,964		780,4145728	значим 0,964
b1	0,115		125,9872504	значим 0,115
b2	-0,008224		9,009731715	значим -0,008224
b3	0,056		61,35031323	значим 0,056
b11	-0,086		48,76620378	значим -0,086
b22	-0,073		41,39456833	значим -0,073
b33	-0,072		40,82751945	значим -0,072
b12	-0,009488		9,295078089	значим -0,009488
b13	0,021		20,57300167	значим 0,021
b23	0,012		11,75600096	значим 0,012

Кількість
коефіцієнтів, що
розраховувалися m

10

fад=
Критерій Фішера F

15

19,4

10) Дисперсія адекватності

$$S_{\text{ад}}^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (y_u - \hat{y}_u)^2}{N - m - (n_0 - 1)}$$

0,006618

11) Розрахунковий критерій
Фішера

$$F_p = \frac{S_{\text{ад}}^2}{S_y^2}$$

0,001259188

3) Значення у нульовій
точці

y _{0u}	$\bar{y}_0 - y_{0u}$	$(\bar{y}_0 - y_{0u})^2$
0,95	0,001666667	2,77778E-06
0,945	-0,003333333	1,11111E-05
0,95	0,001666667	2,77778E-06

4) Середнє значення $\bar{y}_0$

0,948333333	$\sum_{i=1}^{n_0} (\bar{y}_0 - y_{0u})^2$	1,66667E-05
-------------	---	-------------

5) Дисперсія у нульовій
точці

$$S_{\bar{y}}^2 = S_0^2 = \frac{\sum_{i=1}^{n_0} (\bar{y}_0 - y_{0u})^2}{n_0 - 1}$$

8,33333E-06

6) Середнє квадратичне
відхилення помилки
дослідів

$$S_{\bar{y}} = S_0 = \sqrt{S_0^2} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n_0} (\bar{y}_0 - y_{0u})^2}{n_0 - 1}}$$

0,002886751

7) Середнє квадратичне
відхилення помилки
коефіцієнта

$S\{b_0\} = 0,4279 S_{\bar{y}}$	0,001235241
$S\{b_i\} = 0,3162 S_{\bar{y}}$	0,000912791
$S\{b_{ii}\} = 0,6109 S_{\bar{y}}$	0,001763516
$S\{b_{ij}\} = 0,3536 S_{\bar{y}}$	0,001020755

А.6 Алгебраїчна залежність об'ємного ККД $\eta_{об}$ від прийнятих факторів

Отримане алгебраїчне рівняння, яке відображає зв'язок між об'ємним ККД $\eta_{об}$ у розчинонасосу і вихідними факторами

$$\begin{aligned} \eta_{об} = & 0,964 + 0,155 \left(\frac{X_1 - 9}{1} \right) - 0,0008224 \left(\frac{X_2 - 1,5}{1} \right) + 0,056 \left(\frac{X_3 - 45}{15} \right) - \\ & - 0,086 \left(\frac{X_1 - 9}{1} \right)^2 - 0,073 \left(\frac{X_2 - 1,5}{1} \right)^2 - 0,072 \left(\frac{X_3 - 45}{15} \right)^2 - \\ & - 0,009488 \left(\frac{X_1 - 9}{1} \right) \left(\frac{X_2 - 1,5}{1} \right) + 0,021 \left(\frac{X_1 - 9}{1} \right) \left(\frac{X_3 - 45}{15} \right) + \\ & + 0,012 \left(\frac{X_2 - 1,5}{1} \right) \left(\frac{X_3 - 45}{15} \right) \end{aligned} \quad (A.22)$$

Подальше спрощення рівняння (A.22) дає такий результат

$$\begin{aligned} \eta_{об} = & -7,8831044 + 1,654232 X_1 + 0,2675696 X_2 + 0,018733 X_3 - \\ & - 0,086 X_1^2 - 0,073 X_2^2 - 0,00032 X_3^2 - \\ & - 0,009488 X_1 X_2 + 0,0014 X_1 X_3 + 0,0008 X_2 X_3 \end{aligned} \quad (A.23)$$

Користуючись цим рівнянням, одержуємо можливість визначення об'ємного ККД розчинонасосу при проведенні обмеженого числа досліджень.

На підставі отриманого рівняння накреслені графіки залежності об'ємного ККД розчинонасосу від параметрів, що впливають на його ефективність (рисунки А.1 -А.3).

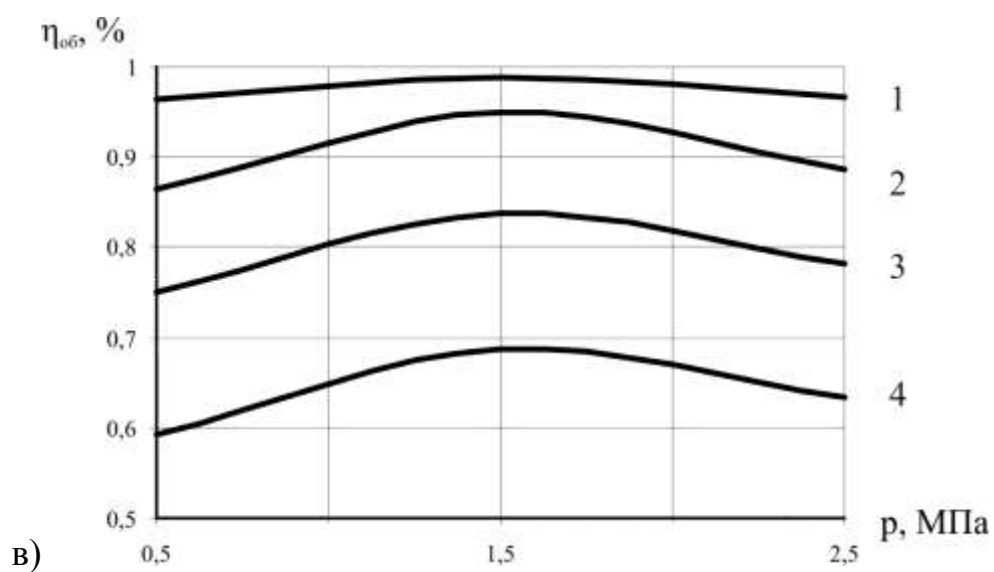
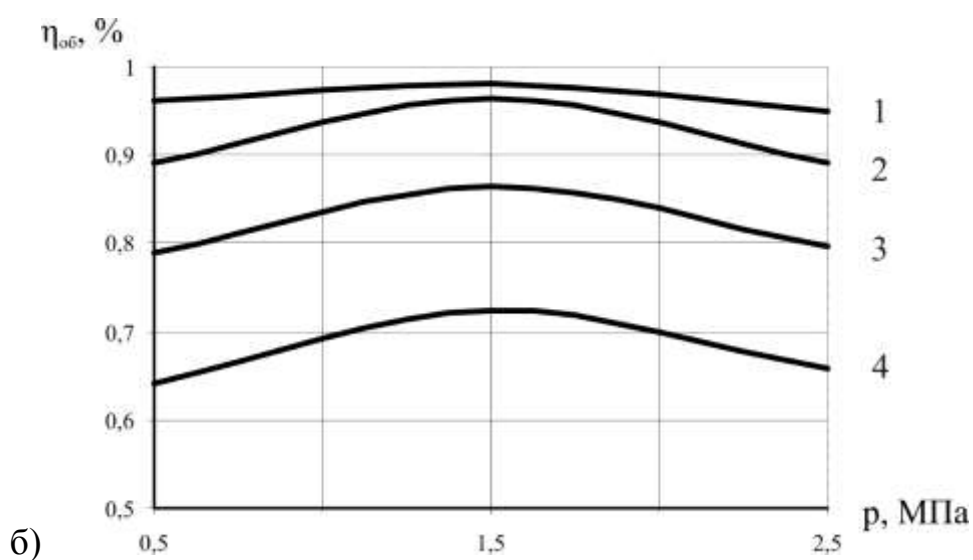
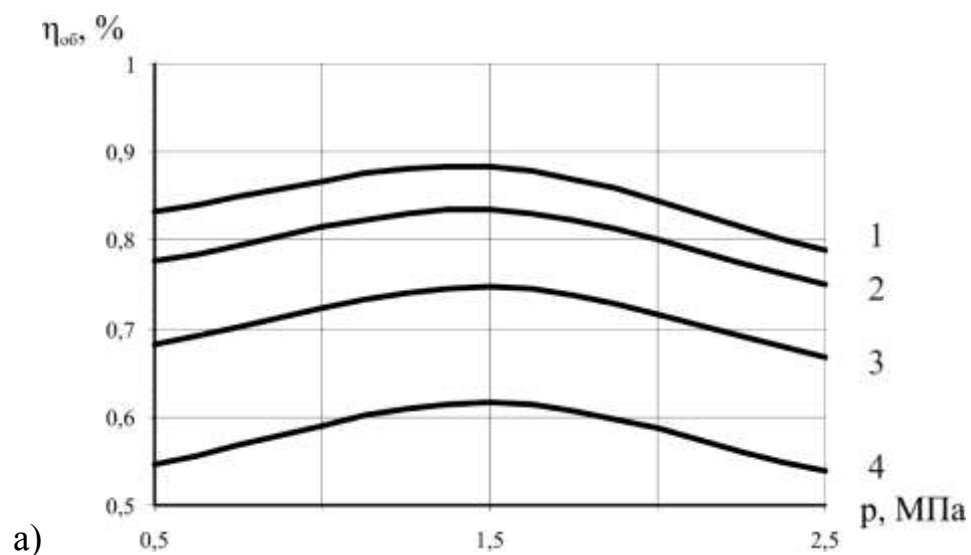


Рисунок А.1 – Залежність об'ємного ККД $\eta_{об}$ від середнього тиску подачі розчину p , МПа, при: а) $\alpha = 30^\circ$; б) $\alpha = 45^\circ$; в) $\alpha = 60^\circ$.

1 – $P=10$ см; 2 – $P=9$ см; 3 – $P=8,5$ см; 4 – $P=8$ см.

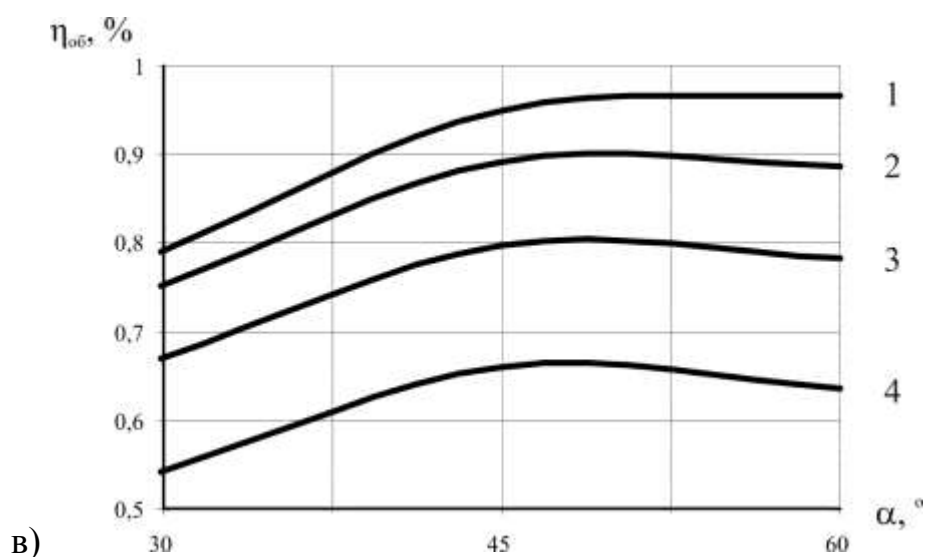
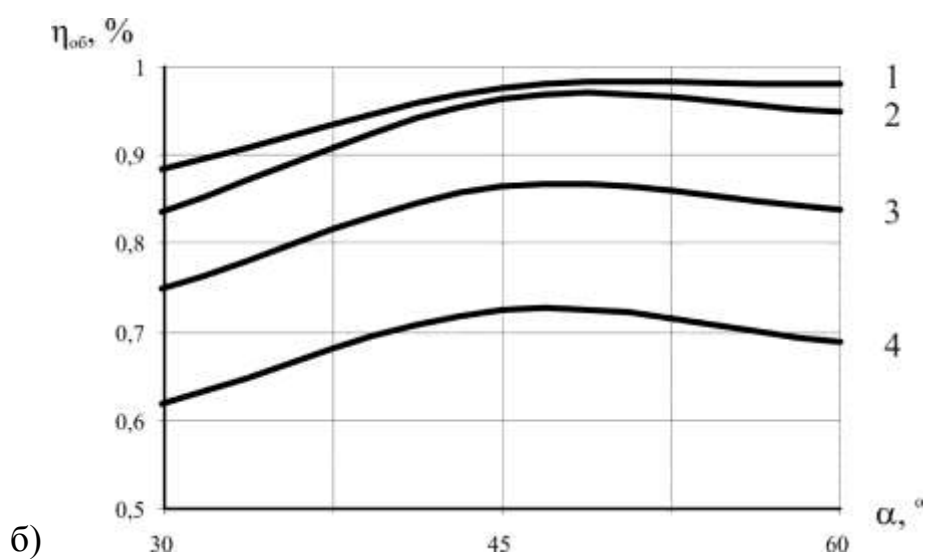
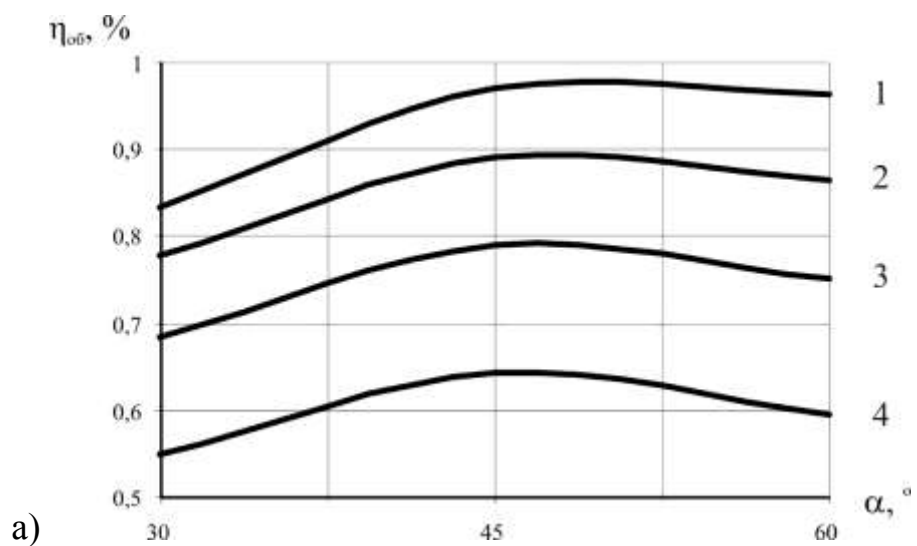


Рисунок А.2 – Залежність об'ємного ККД $\eta_{об}$ від кута нахилу перегородки усіченого циліндру, що був введений у робочу камеру α° , при: а) $p = 0,5 \text{ МПа}$; б) $p = 1,5 \text{ МПа}$; в) $p = 2,5 \text{ МПа}$.

1 – $\Pi = 10 \text{ см}$; 2 – $\Pi = 9 \text{ см}$; 3 – $\Pi = 8,5 \text{ см}$; 4 – $\Pi = 8 \text{ см}$.

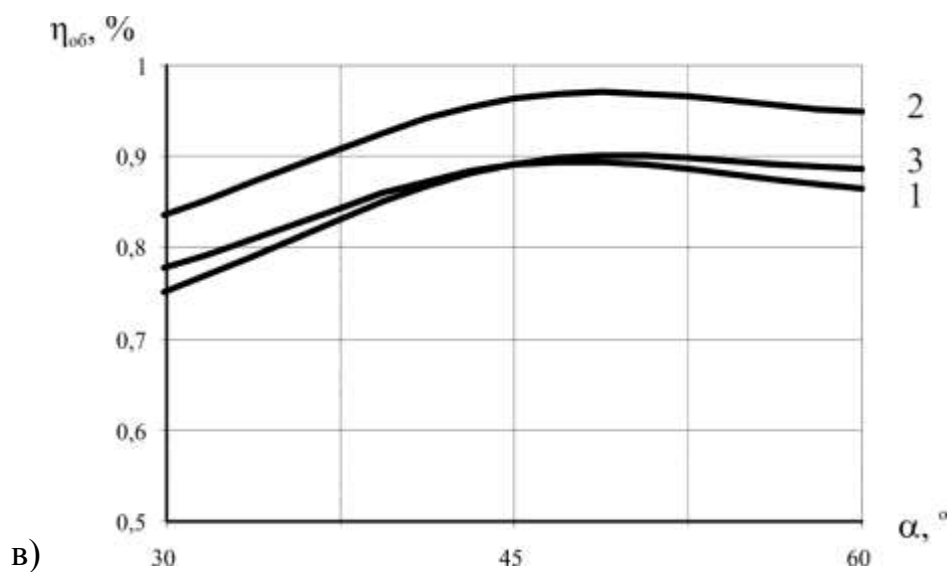
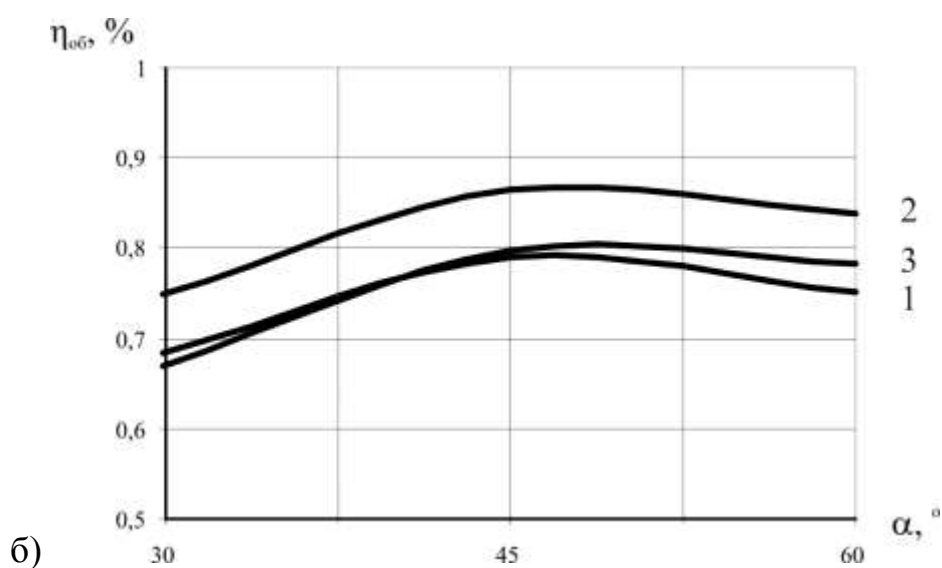
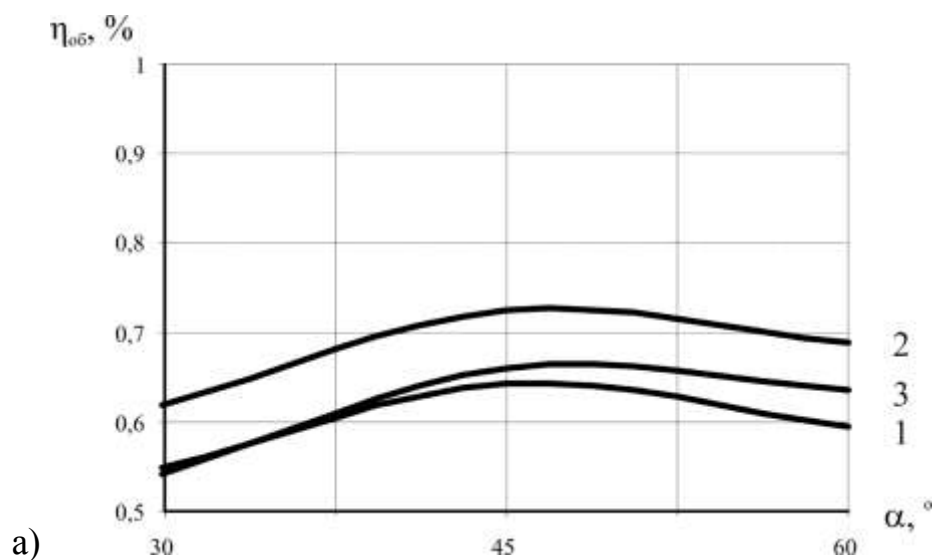
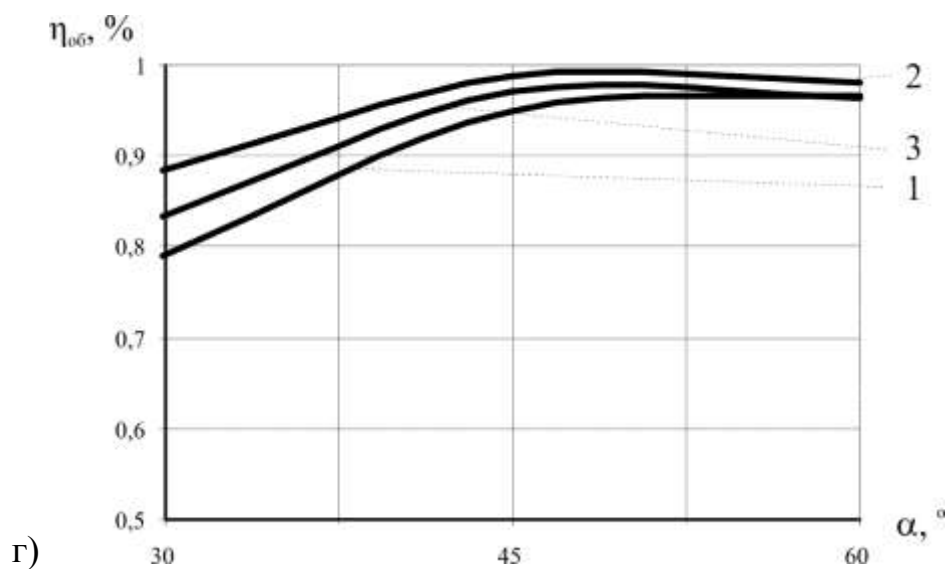


Рисунок А.3 – Залежність об'ємного ККД $\eta_{об}$ від кута нахилу перегородки усіченого циліндру, що був введений у робочу камеру α° , при: а) $P=8$ см; б) $P=8,5$ см; в) $P=9$ см; г) $P=10$ см.

1 – $p=0,5$ МПа; 2 – $p=1,5$ МПа; 3 – $p=2,5$ МПа.



г) Рисунок А.3.1 – Залежність об'ємного ККД $\eta_{об}$ від кута нахилу перегородки усіченого циліндру, що був введений у робочу камеру α° , при: г) $P=10$ см.

1 – $p = 0,5$ МПа ; 2 – $p = 1,5$ МПа ; 3 – $p = 2,5$ МПа .

Додаток Б

Методика розрахунку похибки вимірювань параметрів об'єму повітря в вільній та замкненій камері компенсатора під час визначення об'ємного ККД під час перекачування розчинів різної рухомості і різних тисках подачі

Оцінювання величини похибки при вимірюванні вмісту стисненого повітря у циліндричній камері компенсатора розчинонасоса при перекачуванні розчину П 10 см. Тому розрахунок похибки вимірювань розглянемо на прикладі експерименту визначення об'ємного ККД під час перекачування розчинів П 10 см і тиску подачі 1,2 МПа.

Для проведення експерименту використовували вапняно-піщаний розчин рухомістю П 10 см. Об'єм води у його складі становив 29,1% від загальної маси. В момент закачування повітря і герметизації вільної камери при тиску 0,2 МПа об'єм повітря становив 7,156 дм³. Підняття висоти стовпа розчину в циліндричній камері становило 182,5 мм при тиску 1,2 МПа. Абсолютна величина стиснутого повітря, розрахована за формулою і дорівнює

$$\begin{aligned} V_{\text{комп}} &= V_{\text{в.к.}} + \frac{p_{\text{з.к.}} \cdot V_{\text{з.к.}}}{p_{\text{атм}}} / p_{\text{ср}} = (V_{\text{заг}} - V_{\text{з.к.}}) + \frac{p_{\text{з.к.}} \cdot V_{\text{з.к.}}}{p_{\text{атм}}} / p_{\text{ср}} = \\ &= \left(\left(\frac{\pi \cdot R_{\text{в.к.}}^2}{4} \cdot H_{\text{в.к.}} - \frac{\pi \cdot R_{\text{з.к.}}^2}{4} \cdot H_{\text{з.к.}} \right) + \frac{p_{\text{з.к.}} \cdot V_{\text{з.к.}}}{p_{\text{атм}}} \right) / p_{\text{ср}} = \\ &= \left(\left(\frac{3,14 \cdot 4,1^2}{4} \cdot 3,6 - \frac{3,14 \cdot 2,8^2}{4} \cdot 2,5 \right) + \frac{0,2 \cdot 10 \cdot 15,4}{0,1 \cdot 10} \right) / 1,2 \cdot 10 = 5,24 \text{ дм}^3 \end{aligned} \quad (\text{Б.1})$$

Відповідно початковий приведенний об'єм дорівнює

$$V_{\text{комп}}^n = p_{\text{ср}} \cdot V = 1,2 \cdot 10 \cdot 5,24 = 62,88 \text{ дм}^3 \quad (\text{Б.2})$$

Відповідно кінцевий приведенний об'єм дорівнює

$$V_{\text{комп}}^n = p_{\text{ср}} \cdot V = 1,2 \cdot 10 \cdot 4,46 = 53,52 \text{ дм}^3. \quad (\text{Б.3})$$

Відносна зміна об'єму повітря в циліндричній камері складає

$$\varepsilon_{\text{нов}}^{\text{max}} = \frac{V_{\text{нр}}^n - V_{\text{нр}}^{\text{к}}}{V_{\text{нр}}^n} \cdot 100\% = \frac{62,88 - 53,52}{62,88} \cdot 100\% = 14,89\% \quad (\text{Б.4})$$

Отже при таких умовах роботи компенсатора об'ємний ККД становить 0,932

Відносні похибки δ у визначенні складових параметрів цих залежностей складають:

– похибка δ_V при вимірюванні об'єму води в об'ємі розчину 418,72 дм³ за допомогою спеціальної ємності становить $121,85 \pm 1 \text{ дм}^3$:

$$\delta_V = (\sqrt{2} \cdot 1/121,85) \cdot 100\% = 1,16\%;$$

– похибка δ_{L_1} при вимірюванні переміщення вимірювального стрижня у

початкове положення становить 360 ± 1 мм: $\delta_V = (\sqrt{2} \cdot 1 / 360) \cdot 100\% = 0,393\%$;

– похибка δ_{L_2} при вимірюванні максимального переміщення вимірювального стрижня при зменшенні об'єму повітря до мінімального значення $108,4 \pm 1$ мм:

$$\delta_{L_2} = (\sqrt{2} \cdot 1 / 108,4) \cdot 100\% = 1,3\%;$$

– похибка δ_D при вимірюванні діаметра вільної камери $410 \pm 0,1$ мм становить:

$$\delta_D = (\sqrt{2} \cdot 0,1 / 410) \cdot 100\% = 0,034\%;$$

– похибка δ_{o_C} при вимірюванні температури розчину $30,0 \pm 0,5$ °C становить:

$$\delta_{o_C} = (\sqrt{2} \cdot 0,5 / 30,0) \cdot 100\% = 2,357\%;$$

– похибка δ_p при вимірюванні середнього тиску подачі розчину $1,2 \pm 0,025$ МПа становить: $\delta_p = (\sqrt{2} \cdot 0,025 / 1,2) \cdot 100\% = 2,95\%$;

Ці похибки є складовими не виключених залишків систематичної похибки (НСП). Границі похибки у визначенні відносної зміни повітря у вільній камері і об'ємному ККД кожною складовою НСП визначаємо за формулами:

$$\Theta_j^\varepsilon = \varepsilon_{нов}^{\max} \cdot \left(\frac{\delta_j}{100\%} \right), \%, \quad \Theta_j^\alpha = \alpha \cdot \left(\frac{\delta_j}{100\%} \right). \quad (Б.5)$$

Тоді

$$\Theta_{L_1}^\varepsilon = 14,89\% \cdot \left(\frac{0,393\%}{100\%} \right) = 0,058\%; \quad \Theta_D^\varepsilon = 14,89\% \cdot \left(\frac{0,034\%}{100\%} \right) = 0,005063\%$$

$$\Theta_{L_2}^\varepsilon = 14,89\% \cdot \left(\frac{1,3\%}{100\%} \right) = 0,194\%; \quad \Theta_{o_C}^\varepsilon = 14,89\% \cdot \left(\frac{2,357\%}{100\%} \right) = 0,350957\%;$$

$$\Theta_V^\alpha = 0,932 \cdot \left(\frac{0,393\%}{100\%} \right) = 0,003662\%; \quad \Theta_p^\alpha = 0,932 \cdot \left(\frac{2,95\%}{100\%} \right) = 0,086494\%$$

$$\Theta_{L_2}^\alpha = 0,932 \cdot \left(\frac{1,3\%}{100\%} \right) = 0,012116\%; \quad \Theta_D^\alpha = 0,932 \cdot \left(\frac{0,034\%}{100\%} \right) = 0,000317\%$$

Розраховані величини вказують абсолютну похибку визначення остаточного результату за вимірюванням кожного складового параметру.

Границі НСП при кількості складових $N \geq 4$ розрахуємо за формулою [80]:

$$\Theta(P) = \pm K \cdot \sqrt{\sum_{j=1}^4 \Theta_j^2}, \%, \quad (Б.7)$$

де K – коефіцієнт, який визначається довірчою імовірністю P і кількістю складових, при $P = 0,9$ і $N = 4$, $K = 0,95$ [80].

$$\Theta^\varepsilon(0,9) = \pm 0,95 \cdot \sqrt{0,058^2 + 0,0051^2 + 0,194^2 + 0,351^2} = \pm 0,385\%$$

$$\Theta^\alpha(0,9) = \pm 0,95 \cdot \sqrt{0,003662^2 + 0,086494^2 + 0,012116^2 + 0,000317^2} = \pm 0,083.$$

Тобто визначені нами в ході експерименту величини відносної зміни об'єму

повітря в циліндричній камері складає $\varepsilon_{нов}^{\max} = 14,89\% \pm 0,385\%$, $\eta_{об} = 0,932 \pm 0,083$.

У якості результату виміру в кожній "точці" використовуємо середнє арифметичне значення декількох вимірів. Кількість N цих вимірів залежить від прийнятих нами величин довірчого інтервалу і довірчої ймовірності того, що істинне значення вимірюваної величини не виходить за межі цього інтервалу. Число повторень вимірів при технічних дослідженнях рекомендується приймати у межах $4 \leq N \leq 8$ [63, 92].

Вибір кількості вимірів із зазначеного діапазону робимо розрахунковим шляхом, для чого в центрі області передбачуваного екстремуму на обраній вище "точці", робимо чотири виміри максимальної зміни об'єму повітря в циліндричній камері. У результаті постановки досліду маємо чотири значення переміщення вимірювального стрижня: 107,4 мм, 108,6 мм, 107,7 мм, 108,3 мм та відповідні значення відносної зміни об'єму повітря у циліндричній камері: 14,5%, 14,95%, 7,66%, 8,77%.

Обчислюємо середнє арифметичне значення отриманої вибірки:

$$\varepsilon_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n \varepsilon_{виб}}{n} = \frac{14,78 + 14,95 + 14,82 + 14,9}{4} = 14,86\%. \quad (\text{Б.8})$$

Виправлену дисперсію даного емпіричного розподілу визначаємо [80] за формулою:

$$S_{en}^2 = \frac{1}{N-1} \cdot \sum_{i=1}^4 (\varepsilon_i - \varepsilon_{cp})^2 = \frac{0,08^2 + 0,09^2 + 0,07^2 + 0,04^2}{4} = 5,25 \cdot 10^{-3}, \quad (\text{Б.9})$$

де ε_i – поточне значення відносного стиснення з отриманого ряду.

Вибіркове середньоквадратичне відхилення дорівнює [80]:

$$S_{en} = \sqrt{S_{en}^2} = \sqrt{(5,25 \cdot 10^{-3})} = 0,072\%. \quad (\text{Б.10})$$

Отримане значення є не зміщеною оцінкою для середньоквадратичного відхилення теоретичного розподілу.

Оцінку середньоквадратичного відхилення випадкової складової похибки обчисленого середнього значення ε_{cp} обчислюємо за формулою:

$$S_{en}(\varepsilon_{cp}) \frac{S_{en}}{\sqrt{N}} = \frac{0,072}{\sqrt{4}} = 0,036\%. \quad (\text{Б.11})$$

При звичайних дослідженнях у техніці для знаходження залежностей впливу різних чинників достатня [42] довірна ймовірність 0,9. Базуючись на цьому її значенні, по табл. 4 [151] вибираємо припустиму похибку рівну середньоквадратичному відхиленню, що досягається при виконанні 5-ти вимірів. У цьому випадку довірчі границі випадкової похибки результату виміру при довірчій ймовірності $P = 0,9$ і $N = 5$ уточнюємо [80] за формулою:

$$\Omega(P) = t(P, N) \cdot S_{en}(\varepsilon_{cp}) \quad (\text{Б.12})$$

де $t(P, N)$ – коефіцієнт Стюдента, $t(0,9; 5) = 2,132$ [80].

$$\Omega(0,9) = 2,132 \cdot 0,036 = 0,077\%.$$

Суму систематичної і випадкової похибок визначимо за формулою

$$\Delta(P)\sqrt{\Theta(P)^2 + \Omega(P)^2}, \quad \Delta(0,9)\sqrt{0,083^2 + 0,077^2} = 0,102\%. \quad (\text{Б.13})$$

Таким чином, виконуючи по п'ять вимірів на кожній "точці", ми гарантуємо з імовірністю 0,9, що абсолютна похибка у визначенні відносного вмісту повітря (%), зумовлена систематичною і випадковою складовими, не перевищить 0,102 %.

Якщо при виконанні вимірів на "точці" отриманий результат виміру, що різко відрізняється від усіх інших, виникає підозра, що допущена груба помилка. Для кількості повторень досліду від 3 до 25 рекомендується [42] наступна методика відсіву грубих похибок. Обчислюємо середнє арифметичне значення і полагоджену дисперсію отриманих даних і визначаємо максимальне відносне відхилення підозрілого виміру:

$$\delta = \frac{|\varepsilon_i - \varepsilon_{cp}|}{S_{en}} \leq \delta_p, \quad (\text{Б.14})$$

де ε_i – сумнівне значення результату вимірів.

Отримане значення порівнюємо з табличним квантилем розподілу максимального відносного відхилення, узятим із таблиці в [42] при довірчій імовірності 0,9. У нашому випадку при п'ятих вимірах $\delta_p = 1,87$. Якщо отримане значення не перевищує табличне, то даний вимір не відсівають. Якщо в результаті відсівання у вибірці залишиться менше чотирьох значень, її необхідно поповнити додатковими вимірами.

Для перевірки гіпотези нормальності розподілу отриманих на "точці" значень рекомендується [42] обчислити середнє абсолютне відхилення (CAB):

$$CAB = \frac{\sum |\varepsilon_i - \varepsilon_{cp}|}{N}. \quad (\text{Б.15})$$

Якщо отриманий нами ряд значень має приблизно нормальний закон розподілу, повинна виконуватися умова:

$$\left| \frac{CAB}{S} - 0,7979 \right| < \frac{0,4}{\sqrt{N}}. \quad (\text{Б.16})$$

Розрахунки щодо відсівання грубих погрішностей і перевірки гіпотези нормальності розподілу отриманих результатів вирішувалися на ЕОМ за допомогою програми "EXCEL". Відхилень від нормальності розподілу зафіксовано не було.

Додаток В

Розрахунок гідросистеми гідропривода одно поршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску РНГ-4,0

Розрахувати частоту обертання валу гідронасоса можливо, визначивши рівень споживання енергії за наступною залежністю:

$$Q_n = Q_{зм} + Q_{рн} = 0,57 = 0,57,$$

де Q_n – подача гідравлічного насоса, л/хв;

$Q_{рн}$ – продуктивність розчинонасоса, $Q_{рн} = 0,57$ л/с.

Остаточно частота обертання вала гідронасоса визначається для розчинів рухомістю $\Pi = 8$ та $\Pi = 10$ як:

$$n_{н8} = \frac{\frac{F}{\eta_{зц}} \cdot v_{ш} + \frac{2\pi \cdot M_{кр}}{\eta_{зм}} \cdot n_{зм}}{p \cdot V_p \cdot \eta_{об}} = \frac{\frac{26,23 \cdot 10^3}{0,92} \cdot 8 + \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 35}{0,93} \cdot 980}{6,3 \cdot 10^6 \cdot 32 \cdot 10^{-6} \cdot 0,92} = 1265, \text{ хв}^{-1};$$

$$n_{н10} = \frac{\frac{F}{\eta_{зц}} \cdot v_{ш} + \frac{2\pi \cdot M_{кр}}{\eta_{зм}} \cdot n_{зм}}{p \cdot V_p \cdot \eta_{об}} = \frac{\frac{21,12 \cdot 10^3}{0,92} \cdot 15 + \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 27}{0,93} \cdot 980}{6,3 \cdot 10^6 \cdot 32 \cdot 10^{-6} \cdot 0,92} = 970, \text{ хв}^{-1},$$

де V_p – робочий об'єм насоса, см^3 ;

n_n – частота обертання вала гідронасоса, хв^{-1} , що відповідає частоті обертання вала приводного двигуна;

$\eta_{об}$ – об'ємний ККД гідронасоса;

F – сила тиску на поршні гідроциліндра розчинонасоса, Н;

$v_{ш}$ – швидкість поршня гідроциліндра, м/с;

$\eta_{зм}$ – об'ємний ККД гідроциліндра;

p – тиск у гідросистемі, Па;

$M_{кр}$ – крутний момент на валу насоса змішувача, Н·м;

$\eta_{об}$ – об'ємний ККД гідромотора;

$n_{зц}$ – частота обертання вала гідромотора привода змішувача, хв^{-1} .

Номінальний тиск p_n гідравлічної системи штукатурного агрегату обирається, виходячи із номенклатури та технічних характеристик гідравлічного обладнання: насоса, гідромотора. При проектуванні обладнання для виробництва будівельних матеріалів рекомендовано до обрання номінальний тиск p_n 6,3...10,0 МПа.

При виборі величини номінального тиску p_n слід орієнтуватися на тиск, прийнятий в аналогічних машинах та обладнанні, а також асортимент гідромашин, які пропонуються на ринку продукції, щоб мати досить широкі можливості вибору гідромашин й апаратів.

Тиск в лінії зливання p_z , МПа, розраховується за формулою:

$$p_3 = (0,1 - 0,2) \cdot p_H = (0,1 - 0,2) \cdot 6,3 \text{ МПа} = 0,63 \text{ МПа.} \quad (\text{В.1})$$

Діаметр циліндра гідравлічної колонки $D_{ГЦ}$, м, визначається за формулою:

$$D_{ГЦ} = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_{ГЦ}}{\left(p_H \cdot \pi - p_{злц} \cdot \pi \cdot \frac{1}{\phi} \right) \cdot \eta_M}} =$$

$$= 2 \cdot \sqrt{\frac{14000}{\left(6,3 \cdot 10^6 \cdot 3,14 - 5,04 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot \frac{1}{1,25} \right) \cdot 0,92}} = 0,09 \text{ м} \quad (\text{В.2})$$

де: $F_{ГЦ}$ – зусилля на штокові, гідроциліндра, $F_{ГЦ} = 14000$ Н;

p_H – номінальний тиск в гідросистемі, $p_H = 6,3 \cdot 10^6$ Па;

$p_{злц}$ – тиск в лінії зливання гідроциліндра, $p_3 = 5,04 \cdot 10^6$ Па;

η_M – механічний ККД гідроциліндра, $\eta_M = 0,92$.

Діаметр штока гідроциліндра $d_{шт}$, м,

$$d_{шт} = \sqrt{D_{ГЦ}^2 - \frac{D_{ГЦ}^2}{\phi}} = \sqrt{0,09^2 - \frac{0,09^2}{1,25}} = 0,04 \text{ м} \quad (\text{В.3})$$

Для гідравлічного циліндра насосної колонки витрати силової рідини $Q_{ГЦ}$, л/с, визначається за формулою:

$$Q_{ГЦ} = V_{ГЦ} \cdot \pi \cdot \frac{D^2 \cdot 10^3}{4 \cdot \eta_V} = 0,25 \cdot 3,14 \cdot \frac{0,09^2 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,92} = 0,172; \quad (\text{В.4})$$

де: $V_{ГЦ}$ – швидкість штока гідроциліндра, м/с;

D – діаметр поршня, м;

η_V – об'ємний ККД гідроциліндра.

Насос обирається за найбільшою витратою робочої рідини. Обирається насос, подача якого дорівнює потрібній витраті, або перевищує її.

Обирається гідравлічний насос НШ-32 з робочим об'ємом $V_H = 32 \cdot 10^{-6}$ м³.

Для обраного насоса подача Q_H , л/с розраховується як:

$$Q_H = 32 \cdot 10^{-3} \cdot 25 \cdot 0,95 = 0,76; \quad (\text{В.5})$$

де: V_H – робочий об'єм насоса, $V_H = 32 \cdot 10^{-6}$ м³;

n – номінальна частота обертання вала насоса, $n = 25$ с⁻¹;

η_V – об'ємний ККД насоса, $\eta_V = 0,95$.

Приводний двигун для насоса обирається за потужністю та частотою обертання, яка необхідна для привода насоса.

Приводна потужність насоса P , Вт розраховується як:

$$P = k_{\text{пуск}} \cdot V_H \cdot n_H \cdot \frac{p_H}{\eta_M} = 1,1 \cdot 32 \cdot 10^{-6} \cdot 25 \cdot \frac{10 \cdot 10^6}{0,96} = 5775; \quad (\text{В.6})$$

де: $k_{\text{пуск}}$ – коефіцієнт, що враховує перевантаження при запуску привідного

двигуна, $k_{\text{пуск}} = 1,1$;

V_H – робочий об’єм насоса, $V_H = 32 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$;

n_H – номінальна частота обертання насоса, $n = 25 \text{ с}^{-1}$;

p_H – номінальний тиск, $p_H = 6,3 \cdot 10^6 \text{ Па}$;

η_M – механічний ККД насоса, $\eta_M = 0,96$.

За приводною потужністю насоса обирається приводний електродвигун АИР112М4 5.5 кВт, 1500 об/хв, 380 В.

Ємність гідробака обирається у 1,5...2 рази більшою за сумарний внутрішній об’єм усіх елементів гідросистеми, але не меншою 1,5...3 об’єма хвилинної подачі гідронасоса.

Звідси, об’єм гідробака V_B , л розраховується як:

$$V_B = (1,5 - 3,0) \cdot Q_H = 1,5 \cdot 0,76 \cdot 60 = 68,4 \text{ л.} \quad (\text{B.7})$$

Приймається об’єм бака рівним 70 л.

При виборі гідравлічної апаратури (крани, розподільники та ін.) орієнтуються на тиск силової рідини в напірних лініях. Після цього визначають необхідний діаметр умовного проходу апаратури D_v , м:

$$D_v = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V_{pid.}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,76 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 5,5}} = 0,015. \quad (\text{B.8})$$

де Q – витрата рідини в гідравлічній лінії, $Q = 0,76 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$;

$V_{pid.}$ – швидкість рідини в гідравлічній лінії, $V_{pid.} = 5,5 \text{ м/с}$.

Приймається діаметр умовного проходу $D_v = 16 \text{ мм}$.

Згідно розрахованих даних за номінальним тиском, витратою та діаметром умовного проходу з каталогу підбирається відповідне додаткове обладнання: гідро розподільники, дроселі, клапани, фільтри.

Додаток Г

Техніко-економічне обґрунтування використання гідроприводного одноршнєвого розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску

Для оцінки техніко-економічної ефективності розчинонасоса, що проектується для перекачування штукатурних та будівельних розчинів у якості базового варіанта прийнято одноршнєвий розчинонасос РНг-4,0. Галузі застосування базового і нового розчинонасоса ідентичні, обидва мають однакові паспортні значення продуктивності і тиску, що відповідає умовам порівняльності варіантів. Технічна характеристика розчинонасоса РН-3,8 наведена в табл. 4.1. Розрахунок виконано для умов використання розчинонасоса для перекачування розчинів, обладнаного електроприводом потужністю 5,5 кВт. Економічний ефект буде досягатися за рахунок зменшення собівартості через зниження матеріалоемності конструкції. Розрахунок здійснюється в цінах 2026 року. У якості відправного документа використовується планова калькуляція, складена заводом-виробником дослідно-виробничого зразка одноршнєвого розчинонасоса.

Розчинонасос, в якого змінена конструкція комбінованого збільшеного об'єму на комбінований компенсатор компенсатора пульсації тиску, та умовно позначається буквами ПМ, розчинонасос для перекачування розчинів, який обрано в якості техніки що переобладнується, тобто базової, та умовно позначається в тексті буквами ДМ.

Г.1 Розрахунок капітальних вкладень для переобладнання розчинонасоса

Основні характеристики розчинонасосів наведено в таблиці 5.1

Капітальні вкладення на розчинонасос K , грн., включають їх розрахунково-балансову вартість C_6 , грн.,

$$K = C_6. \quad (\text{Г.1})$$

Таблиця 5.1 – Технічна характеристика розчинонасосів

Характеристика	Розчинонасос РН-3,8 прямої дії	Розчинонасос РНг-4,0 прямої дії
Продуктивність, м ³ /год	4,39	4,5
Робочий тиск, МПа	4,0	4,0
Число подвійних ходів, об/хв	150	150
Дальність подачі, м, не менше		
по горизонталі	200	200
по вертикалі	60	50
Встановлена потужність, кВт	5,5	5,5
Габаритні розміри, мм		
довжина	850	926
ширина	650	854
висота	1225	1008
Маса (без комплектів), кг, не більше	240,5	260

Розрахунково-балансова вартість базової техніки згідно діючих цін складає 75500 грн.,

$$K^{\text{ДМ}} = 75500. \quad (\text{Г.2})$$

Таблиця 5.2 –Ціна демонтованих вузлів на розчинонасос

№ з/п	Найменування	Ціна, грн
1	Корпус усмоктувальної камери	1950
2	Компенсатор із замкненою камерою	3750
3	Патрубок нагнітальний	1380
Всього		7080

Таблиця 5.3 – Ціна встановлених переобладнаних вузлів на розчинонасос

№ з/п	Найменування	Ціна, грн
1	Корпус компенсатора	18600
2	Кришка з краном підкачки повітря	2670
3	Замкнена камера у зборі	1440
4	Патрубок нагнітальний	1350
Всього		24060

Капітальні вкладення на розчинонасос після переобладнання $K^{ПМ}$, грн., визначаємо за формулою

$$K^{ПМ} = Ц_{б}^{ПМ} = Ц_{б}^{ДМ} - Ц^{ОДМ} + Ц^{ОМ} + B_{\text{монт}}, \quad (Г.3)$$

де $Ц_{б}^{ПМ}$ – розрахунково-балансова вартість техніки після переобладнання, грн.;

$Ц_{б}^{ДМ}$ – розрахунково-балансова вартість техніки до переобладнання, грн.

$Ц^{ОДМ}$ – розрахунково-балансова вартість обладнання, яке ми демонтуємо, грн.,

$$Ц^{ОДМ} = 7080, \quad (Г.4)$$

$Ц^{ОМ}$ – розрахунково-балансова вартість переобладнаного обладнання, грн.,

$$Ц^{ОМ} = 24060, \quad (Г.5)$$

$B_{\text{монт}}$ – витрати на монтаж переобладнаного обладнання, грн., визначаються за формулою:

$$B_{\text{монт}} = K_{HB} \cdot \lambda \cdot T_p \cdot \sum_{i=1}^n C_{ii} \cdot (1 + H), \quad (Г.6)$$

де K_{HB} – коефіцієнт, що враховує накладні витрати на заробітну плату

$$K_{HB} = 1 + \frac{H_{HB}}{100}, \quad (Г.7)$$

де H_{HB} – норма накладних витрат по заробітній платі, %, $H_{HB} = 30$;

$$K_{HB} = 1 + \frac{30}{100} = 1,3, \quad (Г.8)$$

λ – коефіцієнт, що враховує премії, $\lambda = 1,25$; T_p – кількість часу, що потрібний для встановлення нового обладнання, приймаємо 8 год.; n – кількість робітників, що працює з технікою, $n = 2$; C_{ii} – годинна тарифна ставка робітника i -го розряду, що входить до складу бригади по модернізації розчинонасоса, $C_{ii} = 90,9$ грн. Склад бригади: 2 чоловіки IV-го розряду; H – норма нарахувань на заробітну плату складає 22% – єдиний соціальний внесок

$$B_{\text{монт}} = 1,3 \cdot 1,25 \cdot 8 \cdot 2 \cdot 90,9 \cdot (1 + 0,22) = 2883,35. \quad (Г.9)$$

$$K^{ПМ} = Ц_{\bar{6}}^{ПМ} = 75500 - 7080 + 24060 + 2883,35 = 95363,35. \quad (Г.10)$$

Капітальні вкладення на переобладнання розчинонасоса K^M , грн.,

$$K^M = K^{ПМ} - K^{ДМ}. \quad (Г.11)$$

$$K^M = 95363,35 - 75500 = 19863,35. \quad (Г.12)$$

Г.2 Розрахунок річного фонду роботи техніки

Для розчинонасоса, періодичність технічних обслуговувань (ТО) та ремонтів яких встановлено відповідними інструкціями ППР у машино-годинах, розрахунок річного фонду часу T_p , год, виконуємо по формулі

$$T_p = \frac{T_{\phi}}{\frac{1}{t_{3M} \cdot K_{3M}} + D_p}, \quad (Г.13)$$

де T_{ϕ} – фактичний час роботи; t_{3M} – тривалість зміни, маш-год., $t_{3M} = 8$; K_{3M} – коефіцієнт змінності роботи техніки, $K_{3M} = 1$.

$$D_p = \frac{\sum_{i=1}^m (d_{pi} + d_{ni}) \cdot a_i}{T_{ц}}, \quad (Г.14)$$

де m – число різновидів ТО та Р протягом міжремонтного циклу; $T_{ц}$ – час міжремонтного циклу, год; d_{pi} – тривалість перебування в i -му ТО або Р, год.; d_{ni} – тривалість доставки розчинонасоса для проведення ТО або Р, дні; даний розчинонасос являється стаціонарною машиною, ремонти якого проводяться безпосередньо на місці тому: $d_{nTO-1} = 0$; $d_{nPP} = 0$; $d_{nKP} = 0$; a_i – кількість i -х ТО або Р за міжремонтний цикл.

Вихідні дані для розрахунку D_p заносимо до таблиці 5.4.

Таблиця 5.4 – Вихідні дані для розрахунку

Види обслуговувань	Періодичність виконання ТО або Р, $T_{ц}$, маш-год.		Кількість ТО або Р в одному ремонтному циклі, a_i		Тривалість одного ТО або Р, d_{pi} , роб. дні		Трудомісткість виконання одного ТО або Р, r_i , нормо-год.	
	ДМ	ПМ	ДМ	ПМ	ДМ	ПМ	ДМ	ПМ
ТО-1	200	200	30	30	0,5	0,3	4	2,4
ПР	1200	1200	5	5	1	0,6	8	4,8
КР	7200	7200	1	1	2	1,2	16	9,6

Отримані дані підставляємо в **Ошибка! Источник ссылки не найден. i**
Ошибка! Источник ссылки не найден.

$$D_p^{ДМ} = \frac{(0,5 + 0) \cdot 30 + (1 + 0) \cdot 5 + (2 + 0) \cdot 1}{7200} = 0,003, \quad (Г.15)$$

$$D_p^{ПМ} = \frac{(0,3 + 0) \cdot 30 + (0,6 + 0) \cdot 5 + (1,2 + 0) \cdot 1}{7200} = 0,002, \quad (Г.16)$$

$$T_p^{DM} = \frac{250}{\frac{1}{8 \cdot 1} + 0,003} = 1953,13, \quad (Г.17)$$

$$T_p^{PM} = \frac{250}{\frac{1}{8 \cdot 1} + 0,002} = 1968,50. \quad (Г.18)$$

Г.3 Визначення річної продуктивності розчинонасоса

Річна експлуатаційна продуктивність B , м³/рік визначається за формулою

$$B = b_{ez} \cdot T_p \cdot k_{np}, \quad (Г.19)$$

де b_{ez} – годинна експлуатаційна продуктивність, м³/год; k_{np} – коефіцієнт, що враховує простої, не враховані в годинній експлуатаційній продуктивності. $k_{np} = 0,87$.

Годинна експлуатаційна продуктивність визначається за формулою

$$b_{ez} = b_{mz} \cdot k_m, \quad (Г.20)$$

де b_{mz} – годинна технічна продуктивність, м³/год; k_m – коефіцієнт переходу від технічної до експлуатаційної продуктивності, $k_m = 0,8$.

Тривалість робочого циклу розчинонасоса визначаємо за формулою, с:

$$t_u = \frac{60}{n_K}, \quad (Г.21)$$

n_K – число подвійних ходів поршня за хвилину, хв.⁻¹ $n_K^{PM} = 150$, $n_K^{DM} = 150$

$$t_u^{DM} = \frac{60}{150} = 0,40, \quad (Г.22)$$

$$t_u^{PM} = \frac{60}{150} = 0,40. \quad (Г.23)$$

Годинна технічна продуктивність b_{mz} , м³/год, розраховується за такою залежністю

$$b_{mz} = 3600 \cdot \frac{V_p}{t_u} \cdot \eta_{ob}, \quad (Г.24)$$

де V_p – робочий об'єм циліндра розчинонасоса, м³ η_{ob} – об'ємний ККД розчинонасоса, приймаємо при перекачуванні будівельного розчину рухомістю П 10 см $\eta_{ob}^A = 0,85$, $\eta_{ob}^H = 0,98$ за експериментальними даними

$$V_p^H = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \cdot H = \frac{3,14 \cdot 0,09^2}{4} \cdot 0,08 = 0,00051, \quad (Г.25)$$

$$V_p^A = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \cdot H = \frac{3,14 \cdot 0,09^2}{4} \cdot 0,08 = 0,00051, \quad (Г.26)$$

$$b_{mz}^{DM} = 3600 \cdot \frac{0,00051}{0,4} \cdot 0,85 = 3,9, \quad (Г.27)$$

$$b_{mz}^{ПМ} = 3600 \cdot \frac{0,00051}{0,4} \cdot 0,98 = 4,5, \quad (Г.28)$$

$$b_{ez}^{ДМ} = 3,9 \cdot 0,8 = 3,12, \quad (Г.29)$$

$$b_{ez}^{ПМ} = 4,5 \cdot 0,8 = 3,6, \quad (Г.30)$$

$$B^{ДМ} = 3,12 \cdot 1953,13 \cdot 0,87 = 5301,58, \quad (Г.31)$$

$$B^{ПМ} = 3,6 \cdot 1968,50 \cdot 0,87 = 6165,34. \quad (Г.32)$$

Г.4 Розрахунок річних поточних витрат у процесі експлуатації розчинонасоса

Г.4.1 Розрахунок заробітної плати з нарахуваннями $S_{ЗП}$, грн/рік,

$$S_{ЗП} = K_{HB} \cdot \lambda \cdot T_p \cdot \sum_{i=1}^n C_{ii} \cdot (1 + H), \quad (Г.33)$$

де K_{HB} – коефіцієнт, що враховує накладні витрати на заробітну плату;

$$K_{HB} = 1 + \frac{H_{HB}}{100}, \quad (Г.34)$$

де H_{HB} – норма накладних витрат по заробітній платі, %, $H_{HB}=30$;

$$K_{HB} = 1 + \frac{30}{100} = 1,3, \quad (Г.35)$$

де λ – коефіцієнт, що враховує премії, $\lambda=1,25$; n – кількість робітників, що працює з технікою, $n=1$; C_{ii} – годинна тарифна ставка робітника i -го розряду, що входить до складу ланки, грн. Склад бригади: 1 чоловік IV-го розряду; H – норма нарахувань на заробітну плату складає 22,0% - єдиний соціальний внесок.

$$S_{ЗП}^{ДМ} = 1,3 \cdot 1,25 \cdot 1953,13 \cdot 1 \cdot 90,9 \cdot (1 + 0,22) = 351972,1, \quad (Г.36)$$

$$S_{ЗП}^{ПМ} = 1,3 \cdot 1,25 \cdot 1968,5 \cdot 1 \cdot 90,9 \cdot (1 + 0,22) = 354741,9. \quad (Г.37)$$

Г.4.2 Розрахунок амортизаційних відрахувань на реновацію розчинонасоса методом зменшення залишкової вартості, грн./рік,

$$S_a^{ДМ} = C_{перв} \cdot H_a, \quad (Г.38)$$

де $C_{перв}$ – первісна вартість, грн., приймаємо $C_{перв} = C_0 = 75500$;

H_a – норма амортизаційних відрахувань, %,

$$H_a = \left(1 - \sqrt[n]{\frac{C_{лікв.}}{C_{перв.}}} \right) \cdot 100\%, \quad (Г.39)$$

де n – термін служби розчинонасоса, приймаємо 15 років;

$C_{лікв}$ – ліквідаційна вартість, грн.,

$$C_{лікв} = H_{лікв} \cdot C_{перв}, \quad (Г.40)$$

де $H_{лікв}$ – норма ліквідаційної вартості, яка складає 7%,

$$C_{лікв}^{ДМ} = 0,07 \cdot 75500 = 5285,0, \quad (Г.41)$$

$$C_{лікв}^{ПМ} = 0,07 \cdot 95363,35 = 6675,43, \quad (Г.42)$$

$$H_a^{ПМ} = \left(1 - \sqrt[15]{\frac{5285,0}{75500}} \right) \cdot 100\% = 16,25, \quad (Г.43)$$

$$H_a^{ПМ} = \left(1 - \sqrt[15]{\frac{6675,43}{95363,35}}\right) \cdot 100\% = 16,25, \quad (Г.44)$$

Розраховуємо амортизаційні відрахування на реновацію

$$S_a^{ДМ} = 75500 \cdot 0,1625 = 12268,75, \quad (Г.45)$$

$$S_a^{ПМ} = 95363,35 \cdot 0,1625 = 15496,54. \quad (Г.46)$$

Г.4.3 Витрати на капітальний ремонт розчинонасоса $S_{КР}$, грн./рік,

$$S_{КР} = \frac{K_{нп} \cdot A_{КР} \cdot Ц_б}{100}, \quad (Г.47)$$

де $A_{КР}$ – норма амортизаційних відрахувань на капітальний ремонт у відсотках від балансової вартості, приймається $A_{КР} = 4...5\%$; $K_{нп}$ – коефіцієнт, що враховує накладні витрати за всіма видами витрат, окрім заробітної плати

$$K_{нп} = 1 + \frac{H_{нп}}{100}, \quad (Г.48)$$

де $H_{нп}$ – норма накладних витрат, $H_{нп} = 10\%$.

$$K_{нп} = 1 + \frac{10}{100} = 1,1, \quad (Г.49)$$

$$S_{КР}^{ДМ} = \frac{1,1 \cdot 0,05 \cdot 75500}{100} = 41,53, \quad (Г.50)$$

$$S_{КР}^{ПМ} = \frac{1,1 \cdot 0,05 \cdot 95363,35}{100} = 52,45. \quad (Г.51)$$

Г.4.4 Витрати на технічне обслуговування розчинонасоса (ТО-1 та ПР) $S_{ТО}$, грн./рік,

$$S_{ТО} = S_{ТОЗ} + S_{ТОМ}, \quad (Г.52)$$

де $S_{ТОЗ}$ – витрати на заробітну плату ремонтників з нарахуваннями, грн.;
 $S_{ТОМ}$ – витрати на матеріали та запасні частини, грн.

$$S_{ТОЗ} = \frac{T_p}{T_{ц}} \cdot K_{нв} \cdot \lambda \cdot C_p \sum_{i=1}^m a_i \cdot r_i \cdot (1 + H), \quad (Г.53)$$

де C_p – середня тарифна ставка ремонтного робітника, що ремонтує техніку, IV розряд, грн.; a_i – кількість ТО-1 та ПР в ремонтному циклі, таблиця 5.4; r_i – трудомісткість i -го виду ТО-1 або ПР, нормо-год., таблиця 5.4.

$$S_{ТОЗ}^{ДМ} = \frac{1953,13}{7200} \cdot 1,3 \cdot 1,25 \cdot 90,9 \cdot (30 \cdot 4,0 + 5 \cdot 8) \cdot (1 + 0,22) = 7821,6, \quad (Г.54)$$

$$S_{ТОЗ}^{ПМ} = \frac{1968,50}{7200} \cdot 1,3 \cdot 1,25 \cdot 90,9 \cdot (30 \cdot 2,4 + 5 \cdot 4,8) \cdot (1 + 0,22) = 4729,89, \quad (Г.55)$$

$$S_{ТОМ} = K_{нп} \cdot \frac{S_{ТОЗ} \cdot (1 - H)}{K_{нв}} \cdot K_{ер}, \quad (Г.56)$$

де $K_{ер}$ – коефіцієнт переходу від витрат на заробітну плату до витрат на матеріали та запасні частини, приймаємо, $K_{ер} = 1,25$.

$$S_{ТОМ}^{ДМ} = 1,1 \cdot \frac{7821,6 \cdot (1 - 0,22)}{1,3} \cdot 1,25 = 10092,87, \quad (Г.57)$$

$$S_{ТОМ}^{ПМ} = 1,1 \cdot \frac{4729,89 \cdot (1 - 0,22)}{1,3} \cdot 1,25 = 6103,38, \quad (Г.58)$$

$$S_{ТО}^{ДМ} = 7821,6 + 10092,87 = 17914,47, \quad (Г.59)$$

$$S_{ТО}^{ПМ} = 4729,89 + 6103,38 = 10833,27. \quad (Г.60)$$

Г.5 Визначення розміру витрат на електроенергію, що споживає розчинонасос

Визначаємо розмір витрат на електроенергію, кВт:

$$S_{ел} = 0,1 \cdot k_{н.н.} \cdot W_{ел} \cdot U_{ел} \cdot T_p, \quad (Г.61)$$

де, $W_{ел}$ – годинна витрата електроенергії; $U_{ел}$ – вартість 10 кВт/години електроенергії, грн. $U_{ел} = 43,2$; $k_{н.н.}$ – коефіцієнт використання обладнання; $k_{н.н.} = 0,8$

Годинну витрату електроенергії визначимо за формулою:

$$W_{ел} = \sum_{i=1}^n N_{ел} \cdot k_{ci}, \quad (Г.62)$$

де, $N_{ел}$ – установлена потужність електродвигуна, (в нашому випадку один $N_{ел}^{ПМ} = 5,5$ кВт, $N_{ел}^{ДМ} = 5,5$ кВт); k_{ci} – коефіцієнт попиту і-го двигуна $k_{ci} = 0,58$; n – кількість встановлених двигунів.

$$W_{ел}^{ДМ} = 5,5 \cdot 0,58 = 3,19, \quad (Г.63)$$

$$W_{ел}^{ПМ} = 5,5 \cdot 0,58 = 3,19. \quad (Г.64)$$

Тоді витрати на електроенергію:

$$S_{ел}^{ДМ} = 0,1 \cdot 0,8 \cdot 3,19 \cdot 43,2 \cdot 1953,13 = 21532,56, \quad (Г.65)$$

$$S_{ел}^{ПМ} = 0,1 \cdot 0,8 \cdot 3,19 \cdot 43,2 \cdot 1968,50 = 21702,0, \quad (Г.66)$$

$$S_{мм} = 0,1 \cdot \nu \cdot W_{ел} \cdot T_p, \quad (Г.67)$$

де ν – вартість мастильних та допоміжних матеріалів на 10 кВт/годину витраченої енергії. Приймаємо $\nu = 0,09$

$$S_{мм}^{ДМ} = 0,1 \cdot 0,09 \cdot 3,19 \cdot 1953,13 = 56,07, \quad (Г.68)$$

$$S_{мм}^{ПМ} = 0,1 \cdot 0,09 \cdot 3,19 \cdot 1968,5 = 56,52. \quad (Г.69)$$

Г.5.1. Розрахунок загальної суми річних витрат

Дані, отримані в попередніх розрахунках пункту 5.4, зводимо до таблиці 5.2. В останньому рядку зведені суми витрат на експлуатацію до та після встановлення нового обладнання, що дає можливість порівняти їх.

Таблиця 5.5 – Калькуляція поточних річних витрат

Найменування статей витрат	Позначення	Розчинонасос РН-3,8		Розчинонасос РНг-4,0	
		Сума витрат, грн.	Структура, %	Сума витрат, грн.	Структура, %
1	2	3	4	5	6
Заробітна плата з урахуванням єдиного соціального внеску	$S_{ЗП}$	351972,10	87,17	354741,9	88,05
Амортизаційні відрахування на реновацію	S_a	12268,75	3,04	15496,54	3,85
Експлуатаційні витрати, в тому числі:	S_e	39544,63	9,79	32644,24	8,1
витрати на КР	$S_{КР}$	41,53	0,01	52,45	0,01
витрати на ТО і ПР	$S_{ТО}$	17914,47	3,53	10833,27	2,7
витрати на електроенергію	$S_{ел}$	21532,56	5,33	21702,0	5,39
витрати на мастильні матеріали	$S_{мм}$	56,07	0,01	56,52	0,01
Всього:	S	403785,48	100	402882,68	100

Г.6 Розрахунок питомих показників, що характеризують роботу розчинонасоса

Г.6.1 Розрахунок вартості машино-години роботи розчинонасоса $S_{МГ}$, грн./маш-год.

$$S_{МГ} = \frac{S}{T_p}, \quad (Г.70)$$

$$S_{МГ}^{ДМ} = \frac{403785,48}{1953,13} = 206,74, \quad (Г.71)$$

$$S_{МГ}^{ПМ} = \frac{402882,68}{1968,5} = 204,66. \quad (Г.72)$$

Г.6.2 Визначення вартості однієї технологічної операції $S_{1м^3}$, грн./м³

$$S_{1м^3} = \frac{S}{B}, \quad (Г.73)$$

$$S_{1м^3}^{ДМ} = \frac{403785,48}{5301,58} = 76,16, \quad (Г.74)$$

$$S_{1м^3}^{ПМ} = \frac{402882,68}{6165,34} = 65,35. \quad (Г.75)$$

Г.6.3 Питома трудомісткість одиниці продукції

$$r_y = \frac{T_p \cdot \left(B + \frac{r_p}{T_{II}} \right)}{B}, \quad (Г.76)$$

де r_p – сумарна трудомісткість усіх видів ТО і Р за міжремонтний цикл, нормо-год.

$$r_p = \sum_{i=1}^m a_i \cdot r_i, \quad (Г.77)$$

$$r_p^{DM} = 30 \cdot 4,0 + 5 \cdot 8,0 + 1 \cdot 16,0 = 176, \quad (Г.78)$$

$$r_p^{ПМ} = 30 \cdot 2,4 + 5 \cdot 4,8 + 1 \cdot 9,6 = 105,6 \quad (Г.79)$$

де B – кількість робітників, що обслуговують машину

$$r_y^{DM} = \frac{1953,13 \cdot \left(1 + \frac{176}{7200} \right)}{5301,58} = 0,38, \quad (Г.80)$$

$$r_y^{ПМ} = \frac{1968,5 \cdot \left(1 + \frac{105,6}{7200} \right)}{6165,34} = 0,32 \quad (Г.81)$$

Г.6.4 Питома матеріалоємність одиниці продукції g_y , кг/м³

$$g_y = \frac{G + G_{рем}}{T_{сл} \cdot B \cdot k_m}, \quad (Г.82)$$

де $T_{сл}$ – строк служби, $T_{сл} = 15$ років; G – вага розчинонасоса, кг; $G_{рем}$ – сумарні витрати матеріалів, запасних частин та комплектуючих, кг, $G_{рем} = 0,25G$; k_m – коефіцієнт використання матеріалів, $k_m = 0,7$.

$$g_y^{DM} = \frac{240,5 + 0,25 \cdot 240,5}{15 \cdot 6165,34 \cdot 0,7} = 0,0046, \quad (Г.83)$$

$$g_y^{ПМ} = \frac{260 + 0,25 \cdot 260}{15 \cdot 5301,58 \cdot 0,7} = 0,0058 \quad (Г.84)$$

Г.6.6 Визначення питомих приведених витрат Z_y , грн./м³,

$$Z_y = \frac{Z}{B} = \frac{S + E_H \cdot K}{B}, \quad (Г.85)$$

де Z – річні приведені витрати, грн.; E_H – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень у ПМ, $E_H = 0,15$.

$$Z_y^{DM} = \frac{403785,48 + 0,15 \cdot 75500}{5301,58} = 78,3, \quad (Г.86)$$

$$Z_y^{ПМ} = \frac{402882,68 + 0,15 \cdot 95363,35}{6165,34} = 67,67. \quad (Г.87)$$

Г.7 Визначення економічної ефективності створення розчинонасоса

Г.7.1 Розрахунок річного економічного ефекту E_p , грн./рік,

$$E_p = (Z_y^{DM} - Z_y^{ПМ}) \cdot B^{ПМ}, \quad (Г.88)$$

$$E_p = (78,3 - 67,67) \cdot 6165,34 = 65537,56. \quad (Г.89)$$

Г.7.2 Річна економія по витратах праці за рік R , чол/рік,

$$R = \frac{(r_y^{DM} - r_y^{PM}) \cdot B^{PM}}{T_{роб}}, \quad (Г.90)$$

де $T_{роб}$ – річний фонд часу одного виробничого робітника, год., $T_{роб} = 1900$ год;

$$R = \frac{(0,38 - 0,32) \cdot 6165,34}{1900} = 0,19 \quad (Г.91)$$

Г.7.3 Річна економія по витратах матеріалів M , кг/рік,

$$M = (g_y^{DM} - g_y^{PM}) \cdot B^{PM}, \quad (Г.92)$$

$$M = (0,0046 - 0,0058) \cdot 6165,34 = -7,4. \quad (Г.93)$$

Мінусове значення вказує на більшу $M = -7,4$, кг/рік частину витрат на проєктуєму машину. Це пов'язано з зростанням маси за рахунок застосування гідроприводу і в першу чергу через вагу масляного баку з мастином.

Г.7.4 Термін окупності розчинонасоса РНг-4,0, років

$$T_m = \frac{K^m}{E_p}, \quad (Г.94)$$

$$T = \frac{19863,35}{65537,56} = 0,3 \quad (Г.95)$$

Економічний розрахунок дав можливість зробити висновок щодо доцільності переобладнання розчинонасоса для перекачування штукатурних та будівельних розчинів. Переобладнання є доцільним, про що свідчать такі показники як річний економічний ефект, що становить 65537,56 грн/рік, термін окупності при цьому складе біля 0,3 року.

Додаток Д

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

**гідроприводного однопоршневого розчинонасоса з комбінованим
компенсатором пульсації тиску у складі універсальної розчинозмішувальної
установки конструкції УРЗ-4,0 Полтавського національного технічного
університету імені Юрія Кондратюка**

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ТОВ «КОНТУР БУД ЛТД»

_____ С.В. Городніченко

« 02 » _____ грудня _____ 2025 р.**АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ**

однопоршневого розчинонасоса із комбінованими компенсаторами різного конструктивного рішення у складі універсальної розчинозмішувальної установки УРЗ-4,0 конструкції Національного університету «Полтавська політехніка» імені Юрія Кондратюка

Гідроприводний однопоршневий розчинонасос із комбінованим компенсатором пульсації тиску у складі універсальної розчинозмішувальної установки УРЗ-4,0 мобільного типу зі стрічковим шнековим розчинозмішувачем, що обладнана безкомпресорним прямоточним діафрагмовим соплом конструкції Полтавського національного технічного університету імені Юрія Кондратюка використовувались **ТОВ «КОНТУР БУД ЛТД»** під час реконструкції складського приміщення по **вул. Буровиків, 4**, в м. Полтава для:

- приготування цементно- та вапняно-піщаних будівельних розчинів безпосередньо на будівельному майданчику;
- транспортування по трубопроводах до робочих місць штукатурів;
- нанесення на оброблювані поверхні за допомогою безкомпресорного соплування.

Термін експлуатації установки: з **17 листопада по 02 грудня 2025 року**.

Напрацювання установки становить **120 годин**.

Загальний об'єм приготованого та перекачаного цементно- та вапняно-піщаного розчину **19,4 м³**.

Під час експлуатації були виявлені певні недоліки у конструкції розчинонасоса та установки, а саме:

1. Стропування установки при транспортуванні на будівельний майданчик здійснювалась за силову раму, що призвело до пошкодження лакофарбового покриття. Необхідно в конструкції установки передбачити такелажні вузли з урахуванням центру ваги виробу.

2. На електричному двигуні привода розчинонасоса відсутнє позначення напрямку обертання та знак "Висока напруга".

3. Ускладнена промивка решток розчину на стінках комбінованого компенсатора пульсації тиску.

4. Необхідно передбачити можливість промивання камери-живильника водою незалежно від бункера-змішувача.

5. Для поліпшення очищення камери-живильника із внутрішньої сторони бункера необхідно закріпити щітку на відповідній ділянці шнека.

Проте вищезазначені недоліки є такими, що легко усуваються, і не погіршують роботу як розчинонасоса так і установки.

Серед позитивних рис даної конструкції розчинонасоса та установки відзначаються наступні:

- висока всмоктувальна здатність розчинонасоса та відсутність явища «зависання» кульки всмоктувального і нагнітального клапанів при перекачуванні розчинів зниженої рухомості П7-8 см досягнута завдяки використанню спеціальної вставки у всмоктувальній камері та підпружинення кульки нагнітального клапана;

- привод поршня розчинонасоса має зрозумілу конструкцію та зручність управління розташування;

- низький рівень пульсації тиску розчину на виході із розчинонасоса, який забезпечений комбінованим компенсатором у вигляді двох розділених повітряних камер – перша з вільним, а друга у вигляді пневмобалона зі стиснутим повітрям;

- завдяки застосуванню гідравлічного приводу, який забезпечує постійну швидкість робочого органа (поршня), а також пневмобалона, як замкненої камери у комбінованому компенсатору удосконаленої конструкції рівень пульсацій у порівнянні з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму зменшився на 5%

- високий тиск розчину на виході із розчинонасоса, дозволяє транспортувати вапняно-піщані розчинні суміші зниженої рухомості на висоту до 10-го поверху та помірний рівень пульсацій завдяки компенсатору нової конструкції, а саме комбінованому компенсатору збільшеного об'єму;

- завдяки гідравлічному приводу є можливість регулювання рівня подачі розчинонасоса та забезпечення значного ресурсу роботи циліндро-поршневої групи, а також завдяки суцільнообвареній гумою поверхні поршня, заповненням штокової порожнини промивною рідиною.

- мобільність у межах будівельного майданчику, адже силова рама обладнана двома пневматичними колесами та спирається на опору;

- реверсивний привід робочого органу змішувача та цівкове колесо, що обертається у розчині дозволяють інтенсифікувати процес приготування будівельного розчину;

- наявність ексцентрикового затвору дозволяє швидко звільнити бункер від будівельного розчину у спеціальну тару;

– камера-живильник містить решітку з отворами, яка проціджує будівельний розчин, а також рухому заслінку, яка перешкоджає потраплянню окремих компонентів до всмоктувальної камери розчинонасоса під час його приготування.

В цілому гідроприводний однопоршневий **розчинонасос з комбінованим компенсатором пульсації тиску нової конструкції** у складі універсальної розчинозмішувальної установки УРЗ-4,0 підтвердив свою високу ефективність та вірність запропонованих конструкторських рішень і дозволяє комплексно механізувати процес перекачування будівельного розчину до місця укладки чи нанесенням на оброблювані поверхні будівельних конструкцій.

Головний інженер
ТОВ «КОТУР БУД ЛТД»

_____ І.О. Петров

Виконавець робіт
ТОВ «КОТУР БУД ЛТД»

_____ О.В. Бондарь

Майстер будівельних та
монтажних робіт
ТОВ «КОТУР БУД ЛТД»

_____ О.О. Голян