

ЗАТВЕРДЖЕНО
Наказ Міністерства освіти і науки,
молоді та спорту України
29 березня 2012 року № 384

Форма № Н-9.02

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
(повне найменування вищого навчального закладу)

Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та робототехніки
(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

Пояснювальна записка

до роботи

Магістр

(освітній рівень)

на тему Дослідження роботи однопоршневого розчинонасоса з
врахуванням конструктивних особливостей компенсуючого пристрою

Виконав: студент VI курсу,
групи 602-мММ
спеціальності 133 – Галузеве машинобудування
(шифр і назва
напрямку підготовки, спеціальності)

Роєнко В.С.
(прізвище та ініціали)

Керівник Шаповал М.В.
(прізвище та ініціали)

Рецензент Ксьонз В.Г.
(прізвище та ініціали)

Полтава - 2023 року

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та робототехніки
Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

**Дослідження роботи однопоршневого розчинонасоса з
врахуванням конструктивних особливостей компенсуючого
пристрою**

Кваліфікаційна магістерська робота

Лист затвердження

ГММ 602-мММ.015-00.00.000 ДП - ЛУ

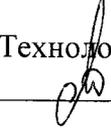
Розробив магістрант групи 602-мММ

 В.С. Роєнко
„12” 01 2023р.

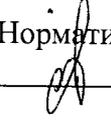
Керівник к.т.н., доцент

 М.В. Шаповал
„12” 01 2023р.

Технологічний контроль к.т.н., доцент

 О.С. Васильєв
„15” 01 2023р.

Нормативний контроль к.т.н., доцент

 О.С. Васильєв
„15” 01 2023р.

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедрою
галузевого машинобудування та
мехатроніки
к.т.н., доцент

 О.В. Орісенко

№ строки	Формат	Позначення	Найменування	Кил. листів	№ екз.	Примітки
1						
2			<u>Документація загальна</u>			
3						
4			<u>Вперше розроблена</u>			
5						
6	A4	ГММ 602-МММ.015-00.00.000ТЗ	Технічне завдання	1	-	
7	A4	ГММ 602-МММ.015-00.00.000А	Анотація	4	-	
8	A4	ГММ 602-МММ.015-00.00.000ПЗ	Пояснювальна записка	113		
9						
10			<u>Документація наукова</u>			
11						
12			<u>Вперше розроблена</u>			
13						
14	A4	ГММ 602-МММ.015-00.00.000ПЗ	Аналіз сучасного положення		-	
15			створення вискооефективного			
16			розчинонасоса			
17						
18			<u>Розділ науковий</u>			
19						
20	A4	ГММ 602-МММ.015-00.00.000ПЗ	Теоретичні дослідження роботи		-	
21			розчинонасоса з комбінованими			
22			компенсаторами нової			
23			конструкції			
24						

				ГММ 602-МММ.015-00.00.000 ВР			
Зм. Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Дослідження роботи однопоршневого розчинонасоса з врахуванням конструктивних особливостей компенсуючого пристрою	Літ.	Лист	Листів
Розроб.	Роєнко	<i>[Підпис]</i>	12.01		Н		1
Перев.	Шаповал	<i>[Підпис]</i>	12.01	Відомість кваліфікаційної роботи	Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІТР, 2023р.		
Н.контр.	Васильєв	<i>[Підпис]</i>	15.01				
Затв.	Орисенко	<i>[Підпис]</i>	13.01				

№ строки	Формат	Позначення	Найменування	Кіл. листів	№ екз.	Примітки	
1							
2			Розділ науковий				
3							
4	A4	ГММ.602МММ.015-00.00.000ПЗ	Експериментальні дослідження		-		
5			визначення параметрів роботи				
6			розчинонасоса з комбінованими				
7			компенсаторами				
8							
9			Розділ науковий				
10							
11	A4	ГММ.602МММ.015-00.00.000ПЗ	Методика визначення показників		-		
12			розчинонасоса з комбінованим				
13			компенсатором №3				
14							
15			Розділ науковий				
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
23							
24							
25							
26							
27							
28							
29							
		ГММ 602-МММ.015-00.00.000 ВР				Лист	
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		2	

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
(повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет, відділення Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та робототехніки

Кафедра, циклова комісія Галузевого машинобудування та мехатроніки

Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр

Напрямок підготовки _____

(шифр і назва)

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри галузевого
машинобудування та мехатроніки
О.В. Орісенко
“ 04 ” 03 2023 року

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Роєнку Василю Сергійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Дослідження роботи однопоршневого розчинонасоса з врахуванням конструктивних особливостей компенсуючого пристрою
керівник проекту (роботи) Шаповал Микола Віталійович, к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від 04.09.2023 року № 986-ф.а.

2. Строк подання студентом роботи “ 20 ” грудня 2023 року.

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Технічні параметри розчинонасоса з комбінованим компенсатором.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Вступ. Розділ 1. Аналіз сучасного положення створення високоефективного розчинонасоса. Розділ 2. Теоретичні дослідження роботи розчинонасоса з комбінованими компенсаторами нової конструкції. Розділ 3. Експериментальні дослідження визначення параметрів роботи розчинонасоса комбінованими компенсаторами. Розділ 4. Методика визначення показників розчинонасоса з комбінованим компенсатором №3. Загальні висновки. Список використаних джерел.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Презентація для наочного представлення результатів досліджень (23 листа А4).

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання 04.09.2023 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Літературний огляд	02.10.2023 р.	
2	Обґрунтування вибраної теми	16.10.2023 р.	
3	Наукові дослідження за вказаною темою, розробка наукових плакатів	01.11.2023 р.	
4	Представлення готової роботи на кафедру	20.12.2023 р.	

Здобувач вищої освіти


(підпис)

Росенко В.С.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Шаповал М.В.
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Роєнко В.С. Дослідження роботи однопоршневого розчинонасоса з врахуванням конструктивних особливостей компенсуючого пристрою. – Рукопис.

Кваліфікаційна магістерська робота на здобуття ступеня вищої освіти за спеціальністю 133 – "Галузеве машинобудування" – Національний університет "Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка", Полтава, 2023.

Метою кваліфікаційної магістерської роботи є підвищення ефективності роботи однопоршневого розчинонасоса за рахунок зниження пульсацій подачі по трубопроводу і підвищення його продуктивності і об'ємного ККД завдяки використанню комбінованого компенсатора нової практичної конструкції.

Розглянуто конструкції компенсуючих пристроїв та визначено пріоритети вдосконалення конструкції компенсуючих пристроїв розчинонасоса одинарної дії.

Проведено аналіз конструкцій комбінованих компенсаторів та представлено нові конструкції розчинонасоса з вдосконаленими компенсуючими пристроями. Розглянуто роботу однопоршневого розчинонасоса з використанням комбінованих компенсаторів №2 та №3.

Представлено теоретичний аналіз роботи розчинонасоса на основі закону руху робочого органа та визначено графічні залежності зміни тиску в такті всмоктування при та такті нагнітання. Комбінований компенсатор №3 дозволяє зменшити пульсації тиску з 26% до 5%.

Визначено, які фактори впливають на зменшення ступеня пульсацій тиску подачі: закон руху робочого органа, зміна тиску подачі розчину, кількісно зворотні витоки через всмоктувальний та нагнітальний клапани, величина приведенного компенсаційного об'єму компенсатора, рухомість розчину.

Доведено, що величина об'єму компенсатора впливає на зменшення рівня ступеня пульсацій розчину. Також теоретично встановлено, що тиск подачі

Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата	ГММ 602-МММ.015-00.00.000 А			
Розроб.		Роєнко		12.01	АНОТАЦІЯ	Лім.	Лист	Листів
Перевір.		Шаповал		12.01			1	2
Керівник		Шаповал		12.01		Національний університет імені Юрія Кондратюка		
Ч. Контр.		Васильєв		18.01		ННІІТМ 2023р.		
Затв.		Орисенко		15.01				

розчину має певний вплив на об'ємний ККД розчинонасоса з причини стиснення пухирців повітря у розчині.

Проаналізовано механізм впливу на об'ємний ККД розчинонасоса тиску розчинів. Встановлено, що тиск подачі розчинів здійснює вплив за рахунок стиснення повітря у розчині.

Результати теоретичних досліджень вказують на те, що пульсації тиску у розчинонасоса з комбінованим компенсатором №3 менші на 15% при П1=8 см, 12% при П2=10 см та на 6% при П3=12 см по відношенню до гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму. Розбіжність результатів теоретичних та експериментальних досліджень не перевищує 5%.

На основі багатофакторного експерименту максимального значення 82% об'ємний ККД гідроприводного розчинонасоса досяг при перекачуванні будівельних розчинів рухомістю П 8 см зі спеціальною вставкою під кутом нахилу у всмоктувальній камері та підпружиненим нагнітальним клапаном.

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.

На основі результатів проведеного аналізу, експериментальних досліджень та виробничих випробувань натурального зразка розчинонасоса, запропоновано науково-обґрунтовану методику розрахунку основних показників роботи однопоршневого розчинонасоса з комбінованими компенсаторами пульсації тиску та збільшеного об'єму, на основі якої розроблено технічну документацію на розчинонасос, що розглядається.

Ключові слова: розчинонасос, комбінований компенсатор, рухомість розчину, ступінь пульсації тиску, об'ємний ККД, пневмобалон.

					ГММ 602-мММ.015-00.00.000 А	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		2

ABSTRACT

Royenko V.S. Study of the operation of a single-piston slurry pump, taking into account the design features of the compensating device. - Manuscript.

Qualifying master's thesis for obtaining a degree of higher education in specialty 133 - "Industrial mechanical engineering" - National University "Poltava Polytechnic named after Yuri Kondratyuk", Poltava, 2023.

The purpose of the qualifying master's thesis is to increase the efficiency of the single-piston slurry pump by reducing the pulsations of the supply through the pipeline and increasing its productivity and volume efficiency thanks to the use of a combined compensator of a new practical design.

The designs of compensating devices were considered and the priorities for improving the design of compensating devices of a single-action slurry pump were determined.

An analysis of the designs of combined compensators was carried out and new designs of the slurry pump with improved compensating devices were presented. The operation of a single-piston solution pump using combined compensators number 2 and number 3 is considered.

A theoretical analysis of the operation of the solution pump based on the law of motion of the working body is presented, and graphical dependences of the pressure change in the suction stroke and the discharge stroke are determined. Combined compensator No. 3 allows to reduce pressure pulsations from 26% to 5%.

It was determined which factors affect the reduction of the degree of pulsations of the supply pressure: the law of movement of the working body, the change in the supply pressure of the solution, quantitative return leaks through the suction and discharge valves, the value of the reduced compensating volume of the compensator, the mobility of the solution.

It has been proven that the volume of the compensator affects the reduction of the degree of pulsations of the solution. It is also theoretically established that the solution

					ГММ 602-МММ.015-00.00.000 А	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		Л

supply pressure has a certain influence on the volumetric efficiency of the solution pump due to compression air bubbles in the solution.

The mechanism of the influence of the solution pressure on the volume efficiency of the solution pump was analyzed. It was established that the pressure of the supply of solutions has an effect due to the compression of air in the solution.

The results of theoretical studies indicate that the pressure pulsations of the solution pump with combined compensator No. 3 are smaller by 15% at $P_1=8$ cm, 12% at $P_2=10$ cm and by 6% at $P_3=12$ cm in relation to the hydraulic drive solution pump with combined compensator of increased volume. The difference between the results of theoretical and experimental studies does not exceed 5%.

On the basis of a multifactorial experiment, the maximum value of 82% volumetric efficiency of the hydraulic mortar pump was achieved when pumping construction mortars with a mobility of $P=8$ cm with a special insert at an angle of inclination in the suction chamber and a spring-loaded discharge valve.

According to the results of studies of air saturation in a free chamber, it is clear that this process occurs. Moreover, air saturation is greater, the lower the mobility of the solution and the larger its volume. This is explained by the lower content of the aqueous medium in the solution, and the higher content of microscopic cavities. The contact area of the volume of air with the volume of the solution also significantly affects the intensity of air saturation, and this is due to the design of the compensator.

Based on the results of the analysis, experimental studies and production tests of a full-scale sample of the slurry pump, a scientifically based methodology for calculating the main performance indicators of a single-piston slurry pump with combined compensators for pressure pulsation and increased volume is proposed, on the basis of which the technical documentation for the slurry pump under consideration has been developed.

Key words: solution pump, combined compensator, solution mobility, degree of pressure pulsation, volumetric efficiency, pneumatic cylinder.

					ГММ 602-МММ.015-00.00.000 А	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		2

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
Навчально-науковий інституту інформаційних технологій та робототехніки
Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

**Дослідження роботи однопоршневого розчинонасоса з
врахуванням конструктивних особливостей компенсуючого
пристрою**

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної магістерської роботи

ГММ 602-мММ.015-00.00.000 ПЗ

Полтава – 2023 рік

РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВИЗНАЧЕННЯ

ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ РОЗЧИНОНАСОСА КОМБІНОВАНИМИ

КОМПЕНСАТОРАМИ 62

3.1 Програма досліджень 62

3.1.1 Експериментальне обладнання для визначення об'ємного ККД 62

3.2 Визначення об'ємного ККД розчинонасоса 63

3.2.1 Опис експериментального обладнання 63

3.2.2 Експериментальне обладнання для визначення пульсацій тиску подачі розчинонасоса з комбінованими компенсаторами різних конструкцій 65

3.2.3 Експериментальне обладнання для визначення відносного стиснення пневмобалону, як складового елемента закритої камери комбінованого компенсатора 67

3.2.4 Експериментальне обладнання для визначення відносного насичення повітрям вільної камери компенсатора 68

3.3 Визначення об'ємного ККД однопоршневого розчинонасоса 69

3.3.1 Вивчення впливу компенсуючого об'єму повітря компенсаторів на об'ємний ККД 70

3.3.2 Дослідження впливу факторів на значення об'ємного ККД розчинонасоса 72

3.4 Експериментальні дослідження визначення жорсткості пневмобалона через вертикальне стискування 76

3.5 Дослідження швидкості затухання коливань (вібропоглинання) 84

3.6 Визначення ступеня пульсацій тиску розчину у трубопроводі розчинонасосом з компенсаторами, що досліджуються 91

3.7 Визначення відносного насичення повітрям вільної камери компенсатора... 95

Висновки до 3 розділу 97

РОЗДІЛ 4. МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ РОЗЧИНОНАСОСА З

КОМБІНОВАНИМ КОМПЕНСАТОРОМ №3 99

4.1 Технічні характеристики розчинонасоса з комбінованим компенсатором №3	99
4.2 Визначення основних показників роботи розчинонасоса з комбінованим компенсатором №3	100
4.2.1 Ступінь пульсацій тиску подачі розчину залежно від конструкції комбінованого компенсатора №3.....	100
4.2.2 Визначення раціональної висоти підйому кульки клапана розчинонасоса залежно від конструкції	103
4.2.3 Об'ємний ККД розчинонасоса з комбінованим компенсатором №3 ...	104
4.2.4 Теоретична продуктивність розчинонасоса з комбінованим компенсатором №3	105
4.3 Рекомендації з удосконалювання конструкції розчинонасоса.....	106
Висновки до розділу 4.....	106
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	107
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	109
Додатки	114

ВСТУП. АКТУАЛЬНІСТЬ ТЕМИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Експлуатація розчинонасосів вказує на те, що необхідно спрощувати їх конструкції, вдосконалювати принципіві схеми, що забезпечать зниження до мінімальних значень рівень пульсацій тиску розчинів у трубопроводах під час транспортування.

Зниження пульсації у розчинонасосах зараз забезпечують завдяки використанню диференціальних схем робочої частини, приводів з постійною швидкістю робочого органа та застосуванню компенсуючих пристроїв різних конструкцій чи повітряних ковпаків різного об'єму. Повітряні ковпаки, наряду з значною перевагою – простотою конструкції, мають суттєвий недолік а саме: досить швидке видалення стиснутого повітря із ковпака під час роботи розчинонасоса, що контактує з перекачуваним розчином. Особливо це спостерігається під час зростання тиску подачі (вище 1,2...1,5 МПа), а тому компенсуюча дія ковпака суттєво знижується. Здебільшого компенсуючі пристрої використовують у конструкціях насосів одинарної дії.

Тому необхідно створити розчинонасос простотої конструкції з класичною схемою підвищеної надійності з вдосконаленою циліндропоршневою групою та кривошипно-шатунним механізмом, який забезпечить незначний рівень поперечних зусиль на циліндро-поршневу групу з електромеханічним приводом, та зменшить рівень ступіню пульсацій подачі розчину, забезпечить плавність зміни подачі під час роботи за рахунок регулятора, що забезпечить зростання показників продуктивності і об'ємного ККД.

Метою магістерської роботи є підвищення ефективності роботи однопоршневого розчинонасоса за рахунок зниження пульсацій подачі по трубопроводу і підвищення його продуктивності і об'ємного ККД завдяки використанню комбінованого компенсатора нової практичної конструкції.

					ГММ 602-МММ.015-00.00.000 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Вступ. Актуальність теми кваліфікаційної роботи	Лім.	Лист	Листів
Розроб.	Роєнко		<i>[Підпис]</i>	12.01				5
Перевір.	Шаповал		<i>[Підпис]</i>	12.01				
Керівник	Шаповал		<i>[Підпис]</i>	12.01				
Н. контр.	Васильєв		<i>[Підпис]</i>	18.01				
Затв.	Орисенко		<i>[Підпис]</i>	18.01				
					Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІТР 2023 р.			

Об'єкт дослідження – однопоршневий розчинонасос з комбінованим компенсатором.

Предмет дослідження – процеси транспортування будівельних розчинів по трубопроводу однопоршневим розчинонасосом з комбінованими компенсаторами.

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 механіки, конкретно поставлених завдань, застосуванням математичних методів та математичним аналізом. Достовірність наукових результатів роботи зумовлена використанням відомих методик теоретико-експериментальних досліджень, адекватністю фізичних і математичних моделей, обґрунтованим вибором засобів, пристосувань та інструменту, контрольно-вимірювальних приладів, обробкою експериментальних даних із застосуванням методик планування експерименту і математичної статистики. Достовірність досліджень порівнювалася результатами чисельного розрахунку з результатами даних фізичного експерименту у лабораторних умовах, що включають режими роботи розчинонасоса.

РОЗДІЛ 1.

АНАЛІЗ СУЧАСНОГО ПОЛОЖЕННЯ СТВОРЕННЯ ВИСОКОЕФЕКТИВНОГО РОЗЧИНОНАСОСА

1.1 Призначення розчинонасосів

Розчинонасоси застосовуються для транспортування гумотканинними та стальними трубопроводами розчинних сумішей різних складів, які необхідні для механізованого нанесення на оздоблювальні поверхні будівельних конструкцій застосовуючи безкомпресорні сопла чи повітряної форсунки.

Будівельні розчини, а саме: вапняно-піщані штукатурні, цементно-піщані, на основі крейди, розчини різної рухомості відносяться до середовищ, що перекачуються розчинонасосами, які застосовують для оштукатурювання поверхонь, стяжок наливних підлог, фарбування і т.д. Розчини в основному перекачують насосами об'ємної дії. Принцип роботи таких насосів заключається у періодичній зміні об'єму усмоктувальної камери, який зростає під час такту усмоктування розчину і зменшується під час такту нагнітання у трубопровід.

Механізація упоряджувальних робіт, у сучасному будівництві вимагає підвищення продуктивності та дає можливість значно збільшити змінне напрацювання на одного штукатура без втрати якості. Нові технології та наукові дослідження дають змогу застосовувати різні за конструкціями форсунок і насадок, що зазвичай встановлюються на кінцях напірних рукавів для якісного і ефективного нанесення сумішей на оброблювані поверхні. Застосування розчинонасосів у галузях народного господарства усе розширюються. Значимий ефект та якість застосування розчинонасосів виникають під час подачі та укладання цементно-піщаних розчинів, а також під час виконання наливних стяжок підлог, компресорного чи безкомпресорного нанесення на оздоблювальні поверхні, заповнення під тиском зниженої рухомості розчинами стиків та швів залізобетонних конструкцій, для подачі розчинів при великому фронті робіт.

					ГММ 602-МММ.015-00.00.000 ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Аналіз сучасного положення створення високоєфективного розчинонасоса		
Розроб.	Роєнко			12.01			
Перевір.	Шаповал			12.01			
Керівник	Шаповал			12.01			
Н. контр.	Васильєв			15.01			
Затв.	Орисенко			19.01	Лім.	Лист	Листів
							6
					Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІТР 2023 р.		

У теорію і практику економічно доцільнішого трубопровідного транспортування будівельних розчинів розчинонасосами вагомий вклад внесли вчені та інженери: С.І. Алексєєв, М.І. Альошин, С.С. Абель, Ю.М. Баженов, А.М. Баранов, С.Д. Білоусов, Ю.І. Беляков, М.С. Болотських, С.О. Гузенко, В.М. Євстифєєв, С.І. Алексєєв, М.І. Альошин, С.С. Абель, Ю.М. Баженов, А.М. Баранов, С.Д. Білоусов, 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. Меленцов, І.І. Назаренко, О.Г. Онищенко, С.П. Парфенов, А.М. Проценко, Є.С. Стайченко, В.Д. Топчій, В.У. Уст'янцев, Ю.П. Чирков та ряд інших дослідників. Проблема розроблення розчинонасосів присвячені роботи ряду вітчизняних і зарубіжних дослідників.

1.2. Умови роботи розчинонасосів

Будівельні розчини як середовище для переміщення по трубопроводах мають низку особливостей, які значно ускладнюють роботу насосів. Особливості такого виду включають низьку рухливість, наявність великої кількості абразивних частинок у вигляді піску або цементу, наявність відносно великих твердих включень (до 5 мм в діаметрі), а також підвищену схильність до розшаровування, при якому відбувається випадання крупних фракцій піску і налипання в так званій «мертвій зоні», де під час тривалих перерв у роботі він може загустівати і твердіти. Розчини готуються на воді, що робить їх корозійноактивним середовищем. Вапно і цемент, що містяться в складі, надають їм виражену лужну реакцію. Корозії також сприяє те, що в кінці кожного робочого дня або під час тривалих простоїв розчинонасоси і трубопроводи необхідно звільняти від розчину і промивати водою, щоб запобігти затвердінню розчинів. Після такого очищення багато деталей насоса тривалий час залишаються вологими і при цьому контактують з повітрям, яке потрапило в порожнину насоса після зливу води.

					ГММ 602-МММ.015-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		8

Ці властивості будівельних розчинів призводять до досить несприятливих умов роботи деталей насосів, тому їх необхідно враховувати як при проектуванні розчинонасосів і розчинопроводів, так і під час їх експлуатації.

1.3. Вимоги до розчинонасосів

Застосування розчинонасосів для переміщення малорухомих будівельних розчинів до робочого місця та механізованого їх нанесення на поверхні стін висуває низку специфічних вимог до їх конструкції.

Це, перш за все, здатність розчинонасосів стабільно подавати по трубопроводу будівельні розчини різної концентрації. Подача розчинів рухомістю понад 10 см за осадкою стандартного конуса розчинонасосами не представляє особливих ускладнень. Проте сучасні технології виготовлення штукатурних робіт вимагають застосування розчинів рухомістю 9...10 см, а рухомість цементно-піщаних розчинів, що подаються по трубопроводу, ще нижча – 7...8 см. Стабільна подача даних розчинів можлива лише за наявності насоса з високою всмоктуючою здатністю та відсутності конструктивних умов для «зависання» клапанів у насосі.

Важливою вимогою є рівномірність подачі штукатурного розчину. Широко поширені однопоршневі розчинонасоси односторонньої дії характеризуються значними пульсаціями подачі. Така ситуація є суттєвою перешкодою для здійснювання механізованого соплування до отримання штукатурного шару потрібної товщини, оскільки для нормальної роботи повітряної форсунки й особливо безкомпресорного сопла необхідна стабільна подача розчину. У протилежному випадку течія штукатурного розчину стає нестійкою, ускладнюється цілеспрямоване нанесення розчину на оброблювану поверхню, а втрати розчину значно збільшуються. Важливо також, що під час рівномірного руху розчину опір його просування в трубопроводі в 1,5 рази менший, ніж при пульсації швидкості потоку, що позитивно впливає на енергоспоживання насоса.

					ГММ 602-МММ.015-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		5

Із цих же причин сучасні розчинонасоси повинні мати високий коефіцієнт корисної дії (ККД), Це пояснюється тим, що втрати розчину через елементи клапанних і ущільнюючих вузлів зумовлюють нерівномірність подачі розчину протягом робочого циклу розчинонасоса, а також призводять до надмірних витрат електроенергії у зв'язку зі зниженням подачі розчину.

Зі збільшенням поверховості житлових і промислових будинків подачу будівельних розчинів трубопроводами необхідно проводити від рівня землі на висоту до 50 і більше метрів. Для подачі розчинів на зазначену висоту без проміжного перекачування розчинонасос повинен створювати тиск, що складає 4...6 МПа. Даний тиск забезпечують лише насоси об'ємної дії, а саме поршневі та плунжерні.

В останні роки для підвищення ефективності роботи та полегшення праці широко впроваджується автоматизація.

Головною особливістю розчинонасосів, зручних для механізації штукатурних робіт, є можливість швидкої зміни його продуктивності за сигналом штукатурка. У приміщеннях зі складним плануванням, як на відкритих поверхнях, так і в стиснутих умовах, неможливо проводити оштукатурювання з однаковою швидкістю, тому особливо доцільною є наявність плавного регулювання подачі.

Оскільки всередині насоса є пристрій для плавної зміни його продуктивності, потужність його привода можна зменшити. Це пояснюється тим, що його можна застосовувати під час транспортування більш густих розчинів або при подачі розчинів на значну висоту, коли необхідно забезпечити особливо високий тиск, при цьому продуктивність насоса буде знижена. Оперативне регулювання продуктивності насосів є важливою умовою впровадження комплексних технологій механізації та автоматизації малоопераційного оштукатурювання поверхонь.

Однією з важливих вимог до розчинонасосів є висока надійність в роботі, особливо при механізованих способах виконання штукатурних робіт. Виходячи з вивчення та аналізу літературних джерел, чинники, що визначають безвідмовну

					ГММ 602-МММ.015-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		10

роботу розчинонасосів, можна поділити на конструктивні, технологічні та експлуатаційні.

Конструктивні чинники передбачають створення такої конструкції розчинонасоса, що забезпечила б найбільш сприятливий режим подачі розчину при зниженні робочих, динамічних та контактних навантажень на деталі і вузли розчинонасоса, а також зменшення негативного впливу абразивних часток перекачуваної суміші на деталі циліндропоршневої групи та ущільнюючих вузлів. У цьому напрямку можна виділити низку конструктивних рішень, які часто застосовуються під час створення розчинонасосів. Наприклад, використання таких конструктивних схем привода поршня, в третьових частинах поршневої групи яких виникають невеликі бічні зусилля, а також відбувається інтенсивне промивання штокової порожнини мастильно-охолоджувальною рідиною при роботі насосів.

Застосування проточного робочого органу виключає умови розшарування розчину з утворенням піщаних пробок, виникнення яких призводить до припинення подачі розчину. Наявність захисних пристроїв від перевантажень дає змогу відключати електродвигун привода при підвищенні тиску подачі понад допустимого рівня. Застосування поршня спеціальної форми з прогумованою робочою поверхнею також підвищує надійність розчинонасоса..

Технологічні чинники забезпечення безаварійної роботи розчинонасосів полягають у дотриманні технології виготовлення деталей циліндропоршневої групи, деталей привода, клапанних та ущільнюючих вузлів, а також застосування зносостійких матеріалів, сталей та сплавів для виготовлення таких деталей, використання сучасних методів термічної й хіміко-термічної обробки. Плазмове напилювання і гальванічні покриття, особливо тверде хромування, дозволяють істотно підвищити стійкість до абразивного зношування поверхневих шарів деталей, що контактують з середовищем, що перекачується.

Дотримання встановленого режиму роботи, своєчасне проведення технічного огляду, контрольних, налагоджувальних та інших планово-профілактичних робіт дозволяє забезпечити максимальний термін служби

					ГММ 602-МММ.015-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		11

розчинонасоса під час експлуатації. У зв'язку з цим актуальними є зручність та безпека обслуговування і ремонтпридатність розчинонасоса. Це включає в себе простоту підготовки насоса для подачі густих розчинів, зручність доступу до клапанів, ущільнювальних пристроїв та інших компонентів, які вимагають регулярного обслуговування, змащування та моніторингу, наявність ефективно функціонуючого перепускного пристрою для зливу розчину з розчинопровода у випадках, коли насос зупиняється на тривалий період часу або під час його огляду, розбирання та промивання.

Найбільш раціональний підхід до оцінки конструкції розчинонасосів може бути розроблений лише враховуючи всю сукупність вищевикладених проблем, які виникають при транспортуванні розчинів по трубопроводу.

1.4. Аналіз існуючих конструкцій

1.4.1. Вітчизняні конструкції поршневих розчинонасосів

Вітчизняні поршневі розчинонасоси (рис. 1.1) використовують для перекачування розчинів рухомістю не менше 5...7 см і крупністю фракції не більше 5... 12 мм [5, 13, 19, 20, 21, 51, 75].

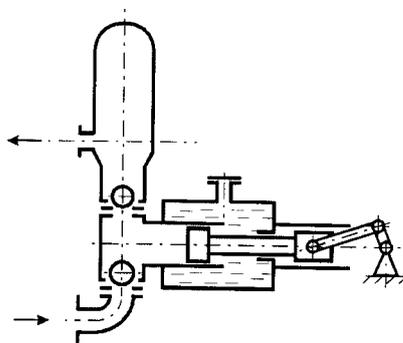


Рисунок 1.1 – Однопоршневий розчинонасос із безпосереднім впливом на перекачуване середовище

Перекачування розчину відбувається за рахунок зворотно-поступального

					ГММ 602-мММ.015-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		12

руху поршня із безпосереднім впливом на розчин під час його всмоктування і нагнітання.

Поршневі розчинонасоси марки СО, які виготовлялися на Маріупольському ремонтно-механічному заводі, складаються із привода, циліндро-поршневої групи, робочої і клапанної камер із всмоктувальним і нагнітальним кульовими самодіючими клапанами, повітряного ковпака (крім двопоршневих) для згладжування пульсацій тиску, пульта управління і рами, на якій кріпляться всі вузли розчинонасоса.

Циліндро-поршнева група розчинонасосів включає гумовий поршень і гільзу циліндра з хромованою внутрішньою поверхнею, що забезпечує високий ресурс групи. Для змащення і охолодження пар тертя у штокову порожнину циліндра заливається вода.

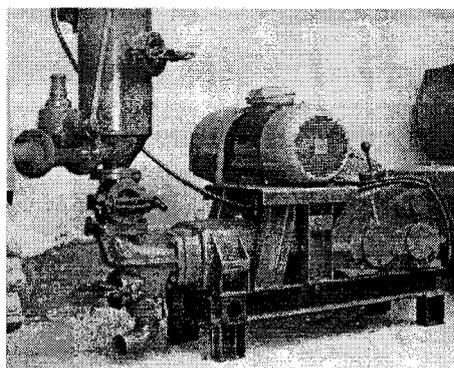
Загальна конструктивна схема одноциліндрових розчинонасосів із безпосереднім впливом на перекачуване середовище представлена на рис. 1.2, а технічна характеристика провідних моделей – у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики однопоршневих розчинонасосів

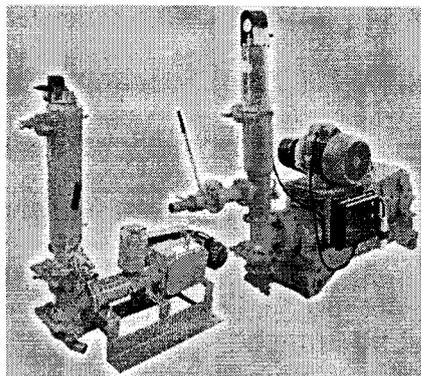
Модифікація розчинонасоса	СО-167	СО-168	СО-171	СО-172	СО-50П2	РНП-2500	РНП-4000
Продуктивність, м ³ /год	2-4	3-6	2	4	6	2,5	4
Тиск нагнітання, МПа	3,5	3	1,5	1,5	3,5	1,57	3,92
Висота подачі, м	60	80	30	80	80	30	60
Дальність подачі, м	250	300	100	160	250	100	200
Потужність привода, кВт	7,5	7,5	2,2	4,0	7,5	3	7,5
Діаметр нагнітального розчинопровода, мм	50	50	50	50	50	50	50
Максимальна крупність заповнювача, мм	5	5	2	5	5	5	5
Габаритні розміри, мм							
довжина	1635	1540	1390	1390	1400	1440	1740
ширина	745	640	460	504	700	660	570
висота	1400	1125	1110	1280	1100	1470	1500
Маса, кг	375	500	200	283	400	270	420

Основними особливостями поршневих розчинонасосів є: незалежна подача розчину від розвинутого напору, хороша всмоктувальна здатність, високий ресурс циліндро-поршневої групи (близько 2000 маш-год). Поршневі розчинонасоси максимально інтегровані та призначені для комплектації штукатурних агрегатів і станцій. Зазвичай вони встановлюються на колісних візках, що забезпечує їх високу маневреність.

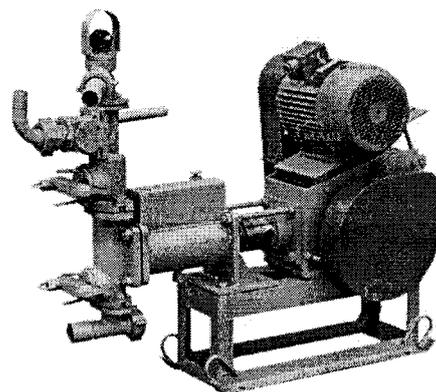
Основним суттєвим недоліком однопоршневих розчинонасосів марки СО є пульсація потоку середовища, що перекачується, яка викликана одинарною дією роботи. Використання повітряних ковпаків у складі конструкції насоса забезпечить згладжування ступеня пульсацій тиску [49].



а)



б)



в)

Рисунок 1.2 – Однопоршневі розчинонасоси: а) марки СО; б) марки РНП; в) марки СО-50П2

Однак після тривалого використання таких пристроїв виявилися наступні недоліки: коли тиск у нагнітальному трубопроводі перевищує 2,5 МПа, пульсація подачі розчину зростає до $\delta \geq 0,25$. Це зумовлено значним зменшенням повітряного об'єму в компенсаторі.

Також, застосування повітряних компенсаторів (рис. 1.2) вимагає, щоб порожнину компенсатора завжди очищали від розчину після закінчення роботи розчинонасоса. Крім того, конструкція розчинонасоса з перпендикулярним розміщенням робочого циліндра й всмоктувальної камери зумовлює розшаровування

розчину, підвищення гідравлічного опору, затримку закриття клапанів і навіть "зависання" їх під час перекачування розчинів зі зниженою рухомістю.

Для зниження пульсації розчину ефективно використовувати привода, який здійснює зворотно-поступальний рух робочого органу з постійною швидкістю. Такі характеристики можуть бути одержані при застосуванні механічного привода з кулачковим механізмом або гідравлічного привода поршня.

За літературними джерелами [23-28, 47] відомий досвід використання кулачкового механізму в диференціальних розчинонасосах з двома поршнями або одним проточним плунжером.

Диференціальні розчинонасоси з одним поршнем [23-32, 47, 75] використовують для забезпечення зниженого рівня пульсацій перекачуваного розчину. Диференціальний розчинонасос (рис. 1.3, а) складається з двох камер, одна з яких оснащена всмоктувальним і нагнітальним клапанами, а друга – не має клапанів і сполучена з напірним патрубком. Робота розчинонасоса відбувається наступним чином. Під час ходу поршня вправо здійснюється всмоктування розчину в камеру з клапанами, а з другої камери розчин витісняється в трубопровід. При ході поршня вліво всмоктування не відбувається, а і розчин витісняється в трубопровід з лівої камери через нагнітальний клапан. При цьому частина розчину перетікає в праву камеру. Таким чином, кількість розчину, яка подається диференціальним розчинонасосом за робочий цикл, 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.

Диференціальна схема роботи насоса забезпечує процес усмоктування періодично, а нагнітання – безупинно, що дозволяє істотно знизити рівень пульсацій тиску розчину, що перекачується. Однак, у даному насосі конструкція робочих камер і напрямки перекачування розчину в них дуже складні.

У відомих диференціальних розчинонасосах з єдиним проточним поршнем (рис. 1.3, б, в), які створено в ПолтНТУ [27, 28, 47, 48, 81], зазначені недоліки

певною мірою усунуті. Вони позитивно зарекомендували себе при помірній пульсації подачі розчину, що перекачується, та високому об'ємному ККД.

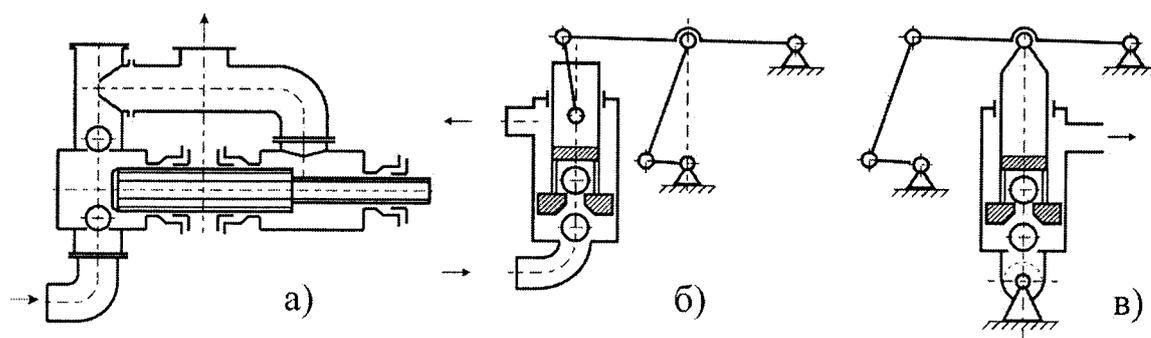


Рисунок 1.3 – Принципові схеми однопоршневих диференціальних розчинонасосів: а – одноплунжерний; б – РН 2-4; в – РН 3,8

Перекачування розчину даними насосами відбувається таким чином, що проточний поршень, розділяючи циліндр на дві камери – робочу та компенсаційну, при переміщенні вгору збільшує об'єм робочої камери, в результаті чого здійснюється всмоктування розчину. У той же час зменшується об'єм компенсаційної камери, внаслідок чого розчин з неї витісняється в трубопровід. Під час руху поршня вниз – розчин із робочої камери витікає через нагнітальний клапан, що відкрився, в компенсаційну камеру. Оскільки співвідношення площ поршня і штока складає 2:1, одна половина розчину заповнює компенсаційну камеру, а інша половина витісняється в трубопровід.

Диференціальні розчинонасоси з проточними поршнями, незважаючи на видимі переваги простоти і надійності такої конструкції, повністю не усувають пульсації подачі розчину, викликані використанням приводів, що забезпечують нерівномірність руху, що викликано застосуванням приводів, які забезпечують нерівномірність руху поршня.

1.4.2 Закордонні конструкції поршневих розчинонасосів

До відомих компаній, які займаються розробкою та впровадженням у виробництво, є німецька фірма "Putzmeister Werk Maschinenbau Gmb" та італійська

зниження рівня пульсацій відбувається завдяки періодичному процесу всмоктування, а процес нагнітання виконується безперервно.

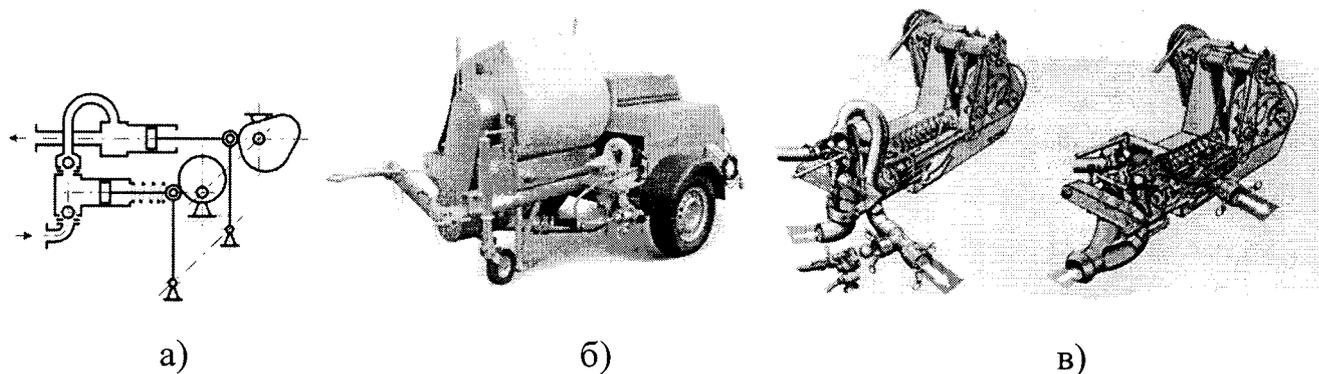


Рисунок 1.4 – Штукатурний агрегат німецької фірми PUTZMEISTER з двохпоршневими розчинонасосами: а) зображення принципової двохпоршневого схеми розчинонасоса КА 139; б) Р 13 DMR; в) 3D-зображення двохпоршневого розчинонасоса

Штукатурна машина даного модельного ряду з поршневими насосами КА-139 є універсальною машиною, призначеною для приготування практично всіх видів розчинів і штукатурки. Дані машини відрізняються високою продуктивністю навіть у найважчих умовах експлуатації та помірними пульсаціями тиску $\delta \leq 0,25$. У таких розчинонасосах, на відміну від інших типів насосів, використовується потужний механічний привід, що дозволяє краще транспортувати навіть складні для змішування матеріали.

Поршневі розчинонасоси Putzmeister КА-139 широко використовуються для виконання широкого спектру робіт, оскільки вони можуть досягати високих показників тиску при великих і малих об'ємах подачі та працюють майже без зносу деталей і ривків.

Під час роботи між роликом і кулачком компенсаційного поршня утворюються зазори, що спричиняє удари кулачка по ролику. Це негативне явище викликане тим, що опорний ролик притискується до кулачка лише під дією сили, що виникає в результаті тиску розчину на компенсаційний поршень.

Розчинонасоси марки UNI 30 виробництва Turbosol [65] (табл. 1.3, рис. 1.5) є одним із найпотужніших поршневих насосів з потужністю двигуна від 7 кВт до

13 кВт, тиском подачі 0,45 – 0,5 МПа, які ідеально підходять для змішування, подачі, нанесення й шприцювання звичайними або спеціальними цементними розчинами з фракцією нанесення до 10 мм, оснащені електричним або дизельним двигуном в стандартній комплектації (S) або вбудованим міксером (MF).

Розчинонасос може застосовуватись для широкого спектру завдань, зокрема, під час виконання торкрет-робіт для 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 обладнані автоматичним пристроєм захисту від надлишкового тиску, пристроєм рециркуляції, пневматичним дистанційним управлінням (пуск/зупинка).

Таблиця 1.3 – Технічні характеристики штукатурних агрегатів італійської фірми Turbosol з однопоршневими розчинонасосами

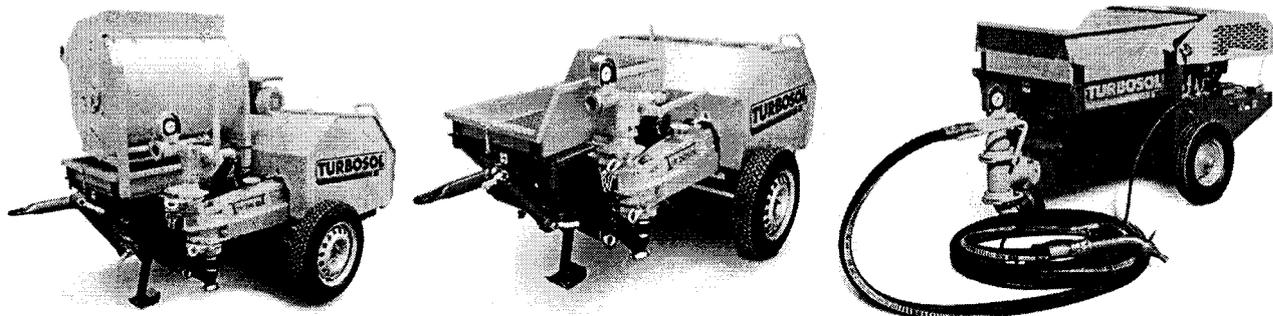
Технічні характеристики Turbosol	UNI 30 DS	UNI 30 DMF	UNI 30 ES	UNI 30 EMF	MINI AVANT G
Продуктивність, л/хв	30 - 50	30 - 50	30 - 50	30 - 50	20-30
Потужність двигуна, кВт	dizel 13	dizel 13	5,5	7,5	Honda, 4
Максимальний тиск, МПа	0,45 - 0,5	0,45 - 0,5	0,45 - 0,5	0,45 - 0,5	0,18
Максимальна висота подачі, 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

ГММ 602-мММ.015-00.00.000 ПЗ

Лист

19

Зм. Лист № докум. Підп. Дата



а)

б)

в)

Рисунок 1.5 – Штукатурні агрегати італійської фірми Turbosol з однопоршневими розчинонасосами: а), б) UNI 30 DS, DMF, ES, EMF; в) MINI AVANT G

Відповідно до модифікації розчинонасоси оснащені: ES стандартно електродвигуном 5,5 кВт/ EMF, електродвигуном із змішувачем 1,5 кВт 180 л/ DS, дизелем 10,5 кВт стандарт/ DMF, дизелем із змішувачем. Агрегати також укомплектовані: рамним двоколісним візком, вібраційним відсіювачем з ситом 8 мм, приводом насоса з 2-ступінчастою механічною коробкою передач, запобіжником від надлишкового тиску, системою рециркуляції суміші, вбудованим повітряним компресором 270 л/хв з дистанційним керуванням.

Недоліком розчинонасосів Turbosol є підвищені пульсації тиску внаслідок одинарної дії роботи, низького об'ємного ККД, підвищеної металоємності.

1.5 Конструкції компенсаторів пульсації тиску розчинонасосів

Коливання тиску в трубопроводах, що виникають від нерівномірності подачі розчину насосом, вирівнюються компенсаторами, встановлюваними на нагнітальному й усмоктувальному трубопроводах.

Для ефективної експлуатації поршневих насосів із компенсатором пульсації тиску потрібно визначити найбільш раціональний об'єм його повітряної частини, при якому досягається практично необхідна рівномірність подачі. Це питання є

дуже важливим для проектування нових конструкцій компенсаторів пульсації тиску з роздільником.

При встановленні ефективного компенсатора пульсації тиску можуть бути досягнуті дві важливі експлуатаційні переваги: строк служби розчинонасоса зростає, за рахунок зменшення коливань тиску і зниження середнього тиску нагнітання, що наближений до максимального; корисна потужність насосної установки підвищиться.

У сучасних насосах найбільш поширеним способом гасіння коливань тиску є акумулювання рідини в герметичних ємностях, що містять газоподібний агент. Компенсатори такого типу при конструюванні розчинонасосів, як правило, підключаються над робочою камерою розчинонасоса, тобто до заклапанних порожнин. При роботі насоса вони вбирають у себе рідину під час максимальної подачі. Вирівнювання витрати рідини в трубопроводі здійснюється за рахунок безупинної автоматичної дії компенсатора. Нерівномірною, як і раніше, залишається подача на ділянці трубопроводу, розташованій між ковпаком і клапаном. Однак для проходження кількості рідини, на прискорення й уповільнення руху якої, витрата енергії зменшується.

Компенсатори підрозділяють на закриті і відкриті. 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.

Найпростіший пневмокомпенсатор (рис.1.6) 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,

					ГММ 602-МММ.015-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		21

стиснене повітря витискає рідину з ковпака. Рівень рідини в ньому в цей час знижується, а об'єм повітря – збільшується.

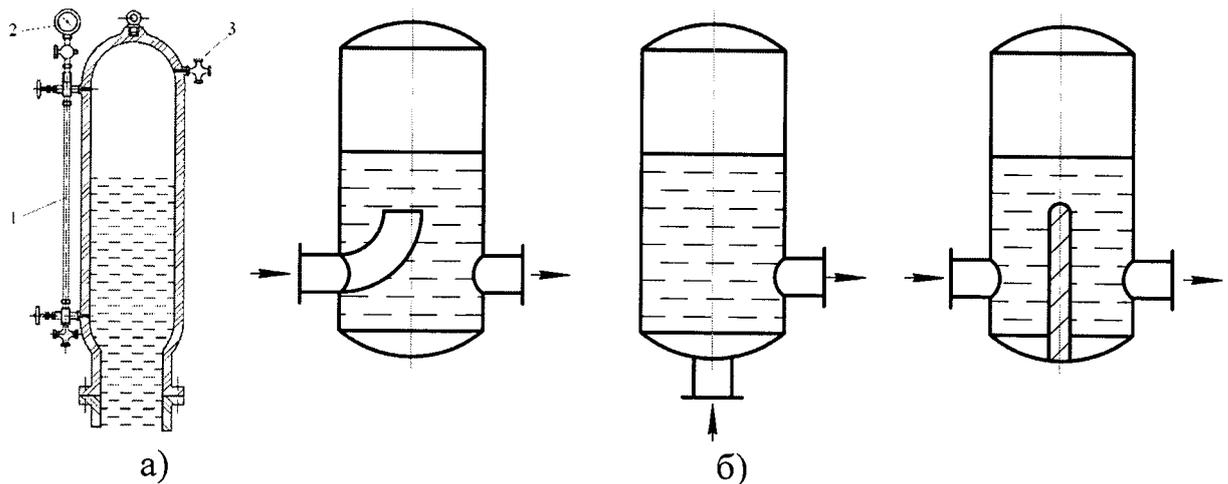


Рисунок. 1.6 – Повітряний ковпак

Для ефективного функціонування повітряного ковпака підведення й відведення рідини в ньому необхідно організувати таким чином, щоб уся рідина проходила через ковпак, змінювала в ньому напрямок свого руху та втрачала швидкість (рис.1.6, 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 ГрозНДІ (рис.1.7, 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 ГрозНДІ (рис. 1.7, б) 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.

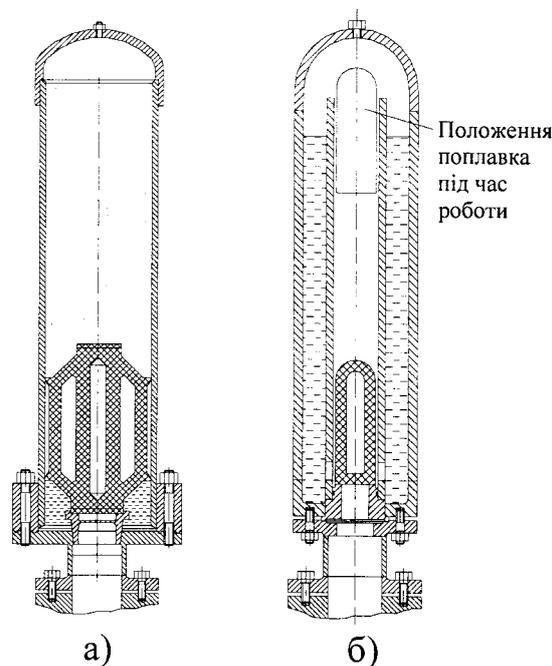


Рисунок 1.7 – Компенсатори поплавкового типу: а – з розділенням газової та рідинної камер; б – з контактом газу і рідини

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.

					ГММ 602-МММ.015-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		23

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-роздільником. У пневмокомпенсаторі СевКавНДІ (рисунк. 1.8, а) [93] 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.

Для зменшення витоку 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.

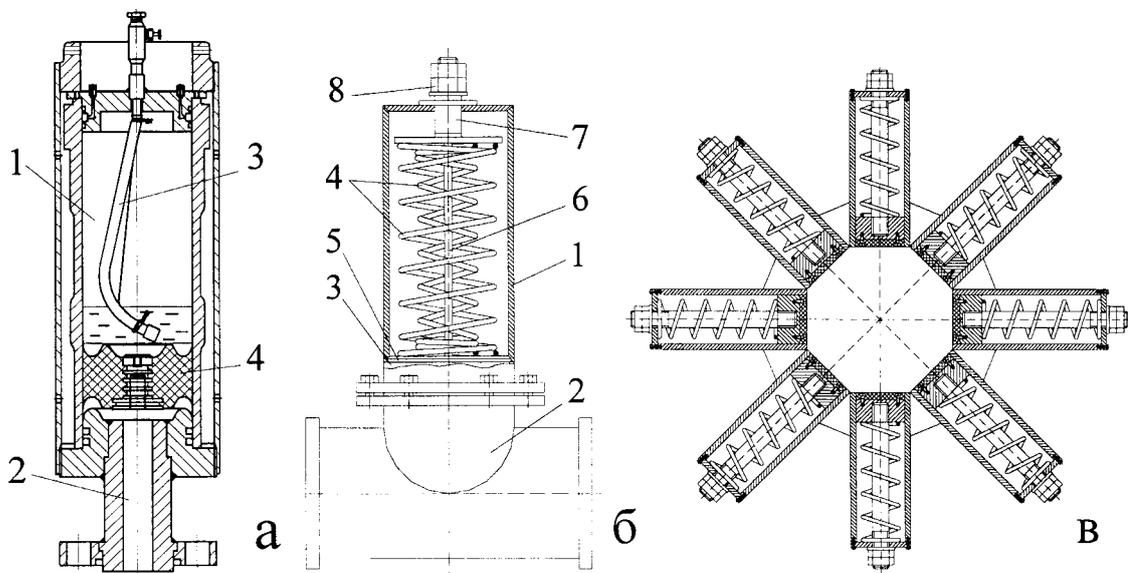


Рисунок 1.8 – Компенсатори поршневі: а – пневмокомпенсатор СевКавНДІ; б – пружинного типу; в – кільцевий поршневий блок компенсатора

До поршневих компенсаторів слід віднести конструкції так званого пружинного типу (рис. 1.8, б). 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 державним технічним університетом будівництва та архітектури запропонована конструкція кільцевого поршневого блока компенсатора (рисунок. 1.8, 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 (рисунок. 1.9). Гумовотканинна діафрагма 3 сполучена з клапаном 2. В нижній частині корпусу 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.

					ГММ 602-МММ.015-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		25

2. Для забезпечення згладжування пульсації тиску до помірною рівня необхідно застосувати у складі розчинонасоса комбінований повітряний компенсатор, який містить дві камери – одна з вільним, а друга – зі стиснутим повітрям. Перша камера буде працювати при низькому тиску подачі розчину, а друга – при більш високому.

3. Сумарний приведений об'єм повітря в обох камерах повинен бути таким, щоб забезпечувалося необхідне згладжування пульсації при робочому тиску подачі.

					ГММ 602-МММ.015-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		27

РОЗДІЛ 2.

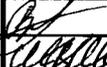
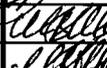
ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ РОЗЧИНОНАСОСА З КОМБІНОВАНИМИ КОМПЕНСАТОРАМИ НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ

2.1 Розчинонасос з різними комбінованими компенсаторами

Розчинонасос, що має принципову схему (рис. 2.1 та 2.2) [21, 22], містить у своєму складі комбіновані компенсатори різних конструкцій.

Розчинонасос (рис. 2.1) має електромеханічний привод з електродвигуном 1 та клинопасовою передачею 2, у якої ведений шків з канавками різного діаметру. Далі привод включає в себе зубчасту циліндричну передачу з кривошипним валом 4 та встановленим на нього зубчастим колесом 3 в парі з валом-шестернею 5. Також горизонтально розташовано циліндро-поршневу пару 9, 8, яка приводиться в зворотно-поступальний рух через кривошипно-шатунний механізм з повзуном 10, що шарнірно поєднаний з шатуном 11. Значний ресурс роботи циліндро-поршневої групи в умовах контакту циліндро-поршневої групи з будівельним розчином забезпечується поршнем 8, який обварено твердою гумою. Забезпечення значного ресурсу відбувається за рахунок конструктивних змін при яких вісь вала 4 кривошипа має зміщення вниз відносно вісі поршня і дорівнює $1/2$ радіуса кривошипа, що дає можливість знизити більш ніж удвічі величину перпендикулярних зусиль, що діють на повзун 10 під час такту нагнітання розчинонасоса. Рухомі елементи механічної частини привода поршня 8, кривошипний вал 4, зубчасте колесо 3, вал-шестерня 5 та шатун 11, розташовані у корпусі 13, який на $1/3$ об'єму заповнено мастилом.

Розчинонасос оснащено камерой 12, що поєднана із циліндром 9 спеціальною буксою з отворами, через які потрапляє залита промивна рідина на дзеркало циліндра 9, у вигляді мастильно-мильного розчину на основі води.

Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дат	ГММ602-МММ 015-00.00.000 ПЗ			
Розроб.		Росенко		12.01	Теоретичні дослідження роботи розчинонасоса з комбінованими компенсаторами нової конструкції	Лім.	Лист	Листів
Перевір.		Шаповал		12.01			27	
Керівник		Шаповал		12.01		Національний університет імені Юрія Кондратюка		
Н. Контр.		Васильев		16.01		ННІІТР 2023 р.		
Затв.		Орисенко		19.01				

Промивна рідина змиває із дзеркала циліндра 9 під час руху поршня 8 абразивні частинки, що можуть проникнути із всмоктувальної камери 6 у камеру 12 через усадку ущільнення поршня 8. Також завдяки промивному розчину суттєво знижується коефіцієнт тертя між поверхнею гуми поршня і дзеркалом циліндра 9 поршня 8 та відбувається охолодження тертьових деталей циліндро-поршневої групи.

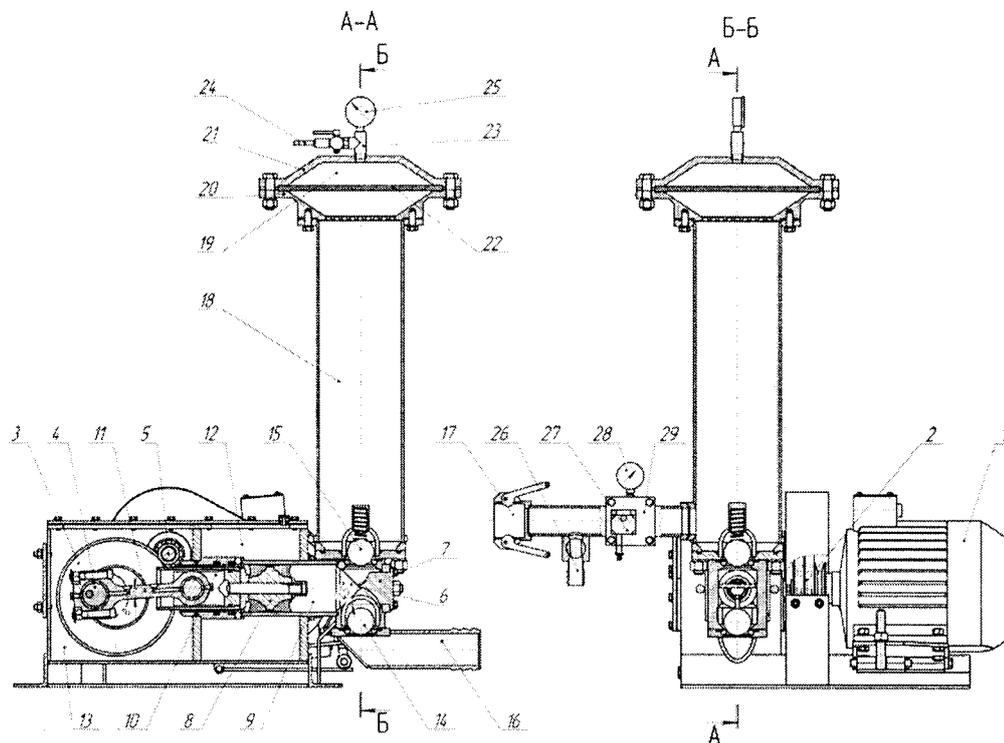


Рисунок 2.1 – Зображення розчинонасоса з компенсатором пульсацій тиску: 1 – електродвигун; 2 – клинопасова передача; 3 – зубчасте колесо; 4 – кривошипний вал; 5 – вал-шестерня; 6 – всмоктувальна камера; 7 – спеціальна вставка; 8 – гумовий поршень; 9 – циліндр; 10 – повзун; 11 – шатун; 12 – промивна камера; 13 – корпус насоса; 14, 15 – всмоктувальний та нагнітальний підпружинений кульові клапани; 16 – усмоктувальний патрубок; 17 – нагнітальний патрубок; 18 – вільна камера; 19 – замкнена камера; 20 – основа; 21 – верхня кришка; 22 – гумотканинний роздільник; 23 – патрубок; 24 – наконечник; 25, 28 – манометр; 26 – кран зниження збиткового тиску; 27 – регулятор тиску; 29 – діафрагмова камера

Гідравлічна частина розчинонасоса також складається з усмоктувального патрубко 16, всмоктувальної камери 6, всмоктувального 14 та нагнітального підпружиненого 15 кульовимих клапанів, спеціальної вставки 7, яка зменшує шкідливий об'єм у всмоктувальній камері 6 та зворотні витoki у сідлі

всмоктувального клапана 14, нагнітальним патрубком 17 з краном зниження збиткового тиску 26. В нагнітальний патрубок 17 вварено діафрагмову камеру 29, порожнина якої заповнюється мастилом. Ця порожнина поєднана з манометром 28, який є показником тиску подачі розчину та реле тиску 27, яке виконує функцію вимикача електродвигуна, якщо тиск перевищує критичний рівень.

Компенсатор пульсацій тиску має у своєму складі циліндричну камеру 18, яка містить об'єм вільного повітря при атмосферних умовах та замкнену камеру 19, в яку закачано стиснуте повітря тиском 0,5...1,0 МПа. Замкнена камера 19 оснащена нижньою основою 20 та верхньою тарілчастою кришкою 21, які розділено та герметично затиснуто гумотканинним роздільником 22. Верхня кришка 21 має патрубок 23, ніпель 24 для закачування стиснутого повітря у замкнену камеру 19, манометр 25, що фіксує параметри тиску повітря чи тиску розчину в закненій камері під час роботи розчинонасоса. У нижня частині основи 20 присутні отвори для контакту розчину з гумотканинним роздільником 22 під час роботи насоса.

Розчинонасос працює наступним чином. Увімкнувши електродвигун 1 через передачу крутного моменту клинопасовою та зубчастою передачею під дією кривошипно-шатунного механізму поршень 8 здійснює зворотньо-поступальний рух. Рухаючись вліво поршень 8 створює розрідження у всмоктувальній камері 6, під дією якого усмоктувальний клапан 14 відкривається піднімаючись вертикально вгору, і розчин через всмоктувальний патрубок 16 заповнює всмоктувальну камеру 6. Одночасно при сталій роботі розчинонасоса відбувається подача розчину в нагнітальний патрубок 17 за рахунок розширення стиснутого повітря в вільній та замкненій камерах 18 і 19 комбінованого компенсатора.

При ході поршня 8 вправо відбувається такт нагнітання розчину. Відбувається рух розчину зі швидкістю руху поршня 9 із всмоктувальної камери 6 через сідло відкритого нагнітального клапана 15 та поступає частково в камеру 18 збільшуючи об'єм через деформацію розділювача 22 і нагнітальний патрубок 17. Також зменшується об'єм стиснутого повітря замкненої камери 19 та відбувається зростання тиску залежно від закону руху поршня 9. Варто

						ГММ 602-МММ 015-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата			29

відзначити, що під час такту всмоктування коли нагнітальний клапан закритий у вільній камері 18 різко падає тиск і за рахунок збільшеного тиску замкненої камери 19 компенсатора відбувається вичавлювання розчину гумотканинним роздільником 22 у нагнітальний патрубок 17.

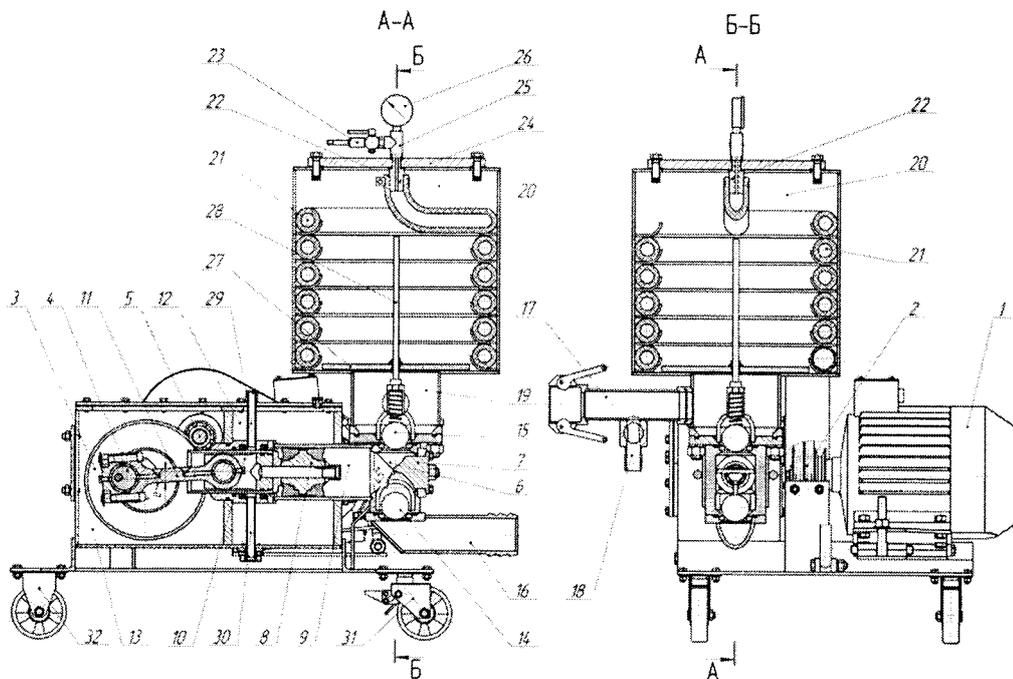


Рисунок 2.2 – Однопоршневий розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму: 1 – електродвигун; 2 – клинопасова передача; 3 – зубчасте колесо; 4 – кривошипний вал; 5 – вал-шестерня; 6 – всмоктувальна камера; 7 – спеціальна циліндрична вставка; 8 – поршень; 9 – робочий циліндр; 10 – повзун; 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 – вільна камера; 21 – замкнена камера; 22 – вузол підкачки повітря; 23 – ніпель; 24 – монтажна кришка; 25 – тройник; 26 – манометр; 27 – поплавко-обмежувач; 28 – стрижень; 29, 30 – каналні патрубки; 31, 32 – колеса.

Компенсатор (рис.2.2) має у своєму складі збільшену вільну камеру 20, що поєднана з нагнітальною камерою, замкненою камерою 21, яка представляє собою еластичний гумотканинний рукав, що під'єднаний до вузла підкачки Вузол підкачки складається з загвинченого крана 25 та ніпеля 23 для підкачки повітря у замкненою камеру 21 в діапазоні тиску 0,5...0,7 МПа відштатного компресора.

					ГММ 602-МММ 015-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		30

З метою зниження пульсацій та підвищення надійності роботи розчинонасоса, що розглядається вище, пропонуються нові конструкції компенсаторів (рис. 2.3, 2.4). Аналіз роботи розчинонасоса з кожним з приведених компенсаторів дозволить виявити найбільш ефективний варіант конструкції. Нові конструкції компенсаторів можуть нівелювати недоліки конструкцій компенсаторів, що використовуються в сучасному насособудуванні, а саме у розчинонасосах для перекачування будівельних сумішей. Пропонується комбіновані компенсатори закритого типу з використанням пневмобалонів автомобілів різних конструкцій залежно від об'єму та конструкції відкритої камери.

Але спочатку розглянемо конструкції пневмобаланів, які можливо використати 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 пневмоболон здійснює утримання кузова авто щодо поверхні в певному положенні досягається шляхом зміни тиску повітря в його порожнині. Основними комплектуючими пристрою пневмосистеми є компресор і ресивер, перший подає стиснене повітря, другий – грає роль накопичувача стисненого повітря. Пневмоболон виступає в якості пружного елемента, що приймає на себе коливання.

Зрозуміло, що у автомобілі пневмоболон працює не в таких умовах, як би він працював компенсуючим пристроєм 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 деформуватися чи демпферувати під час зростання тиску подачі розиної суміші. Розглянемо конструктивні особливості пневмобалонів.

Пневмобалони (пневморесори) затосовуються в якості більш ефективної альтернативи металевим пружним елементам – пружинам і торсіонам. Конструктивно пневмопідвіскаавто 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 Пневмоподушка, і внутрішнього тиску. При стисненні пневморесори під тиском вантажу вона сама прагне відновити первісний тиск, повертаючись в нейтральний стан. При цьому протидія повітря зростає в міру збільшення впливає навантаження. це властивість дозволяє запобігти пробою гумової оболонки.

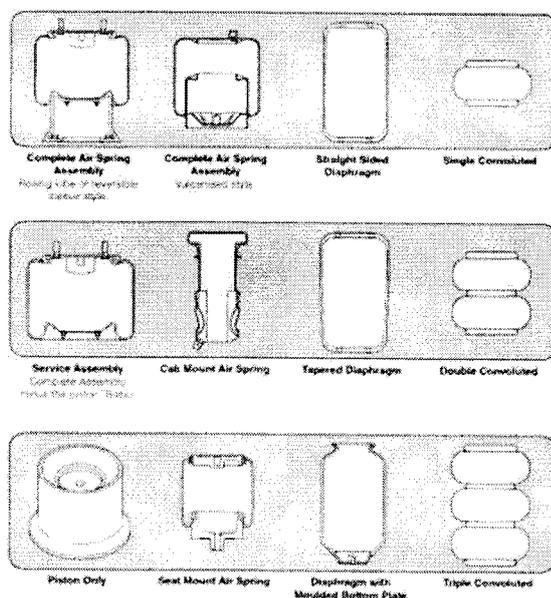
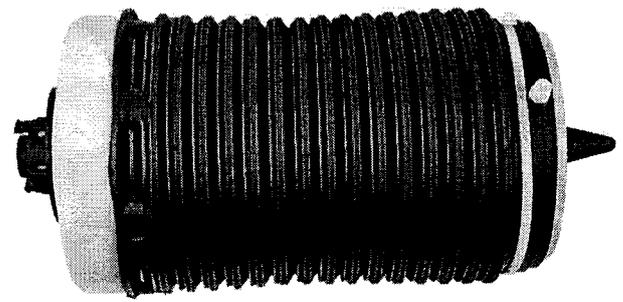
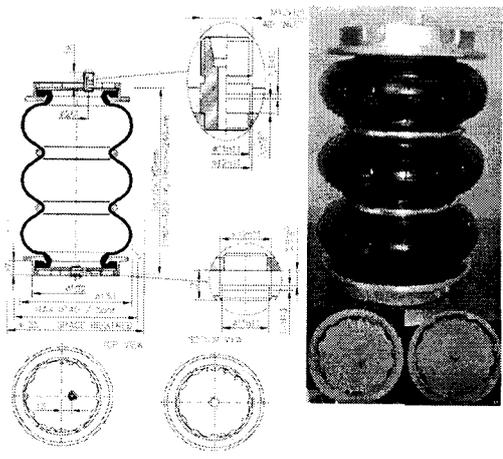


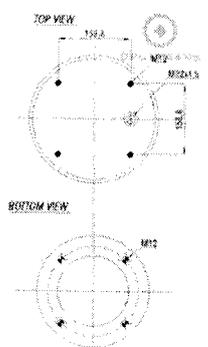
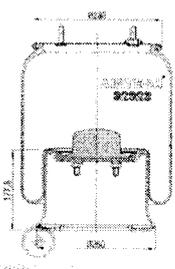
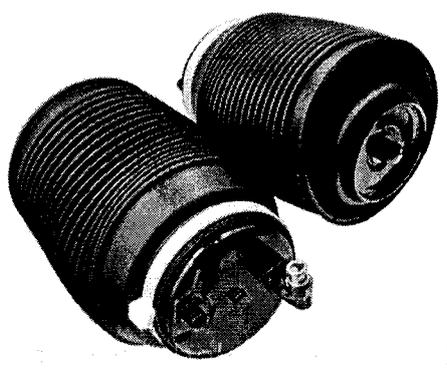
Рисунок – 2.3 Форми пневмобалонів для автомобілів

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

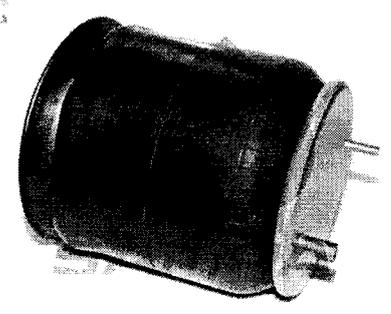


а)

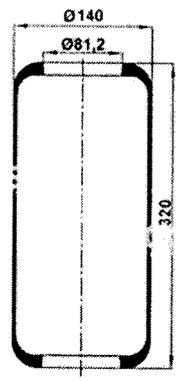
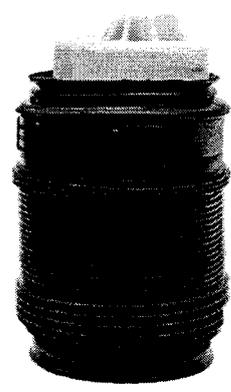
б)



в)



г)



д)

е)

Рисунок – 2.4 Пневмобалони: а) пневморессора 3В-300 для вантажних НУД; б) пневмобалони (пневмоподушки) гофровані ATC Air Suspension Products (Пневмобаллон задній лівий 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 є якісним недорогим аналогом оригінальних пневмобалонів; е) пневмоподушка (балон) Mercedes 975N, W010950437 320x81.2x140 (975N) (Contech | 97500)

					ГММ 602-мММ 015-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		34

Усе представлені у нас пневмоподушки, виготовлені зі стійких до зносу і різних погодних умов матеріалів. Конструкції пневмобалонів зображено на рис. 2.3, здебільшого це балони циліндричної форми виготовлений з еластомірів на основі каучука з армуванням здебільшого синтетичними нитками. Також існують пневмобалони грушевидної секційної конструкції (рис. 2.4, а) та у вигляді гофр (сільфонів) (рис. 2.4, б, в) .

Пневмобалони (пневмоподушки) АТС Air Suspension Products повністю замінюють оригінальну запчастину автомобіля та гарантують зручність водіння разом із високою довговічністю. Безпека, точність та якість виробів на високому рівні. Кожна пневмоподушка поставляється з відбійником, кільцем ущільнювача круглого перерізу, верхнім кріпленням, клапаном утримання залишкового тиску і монтажним болтом.

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

Далі ми будемо розглядати пневмобалони конструкцій зображених на рис. 2.5.

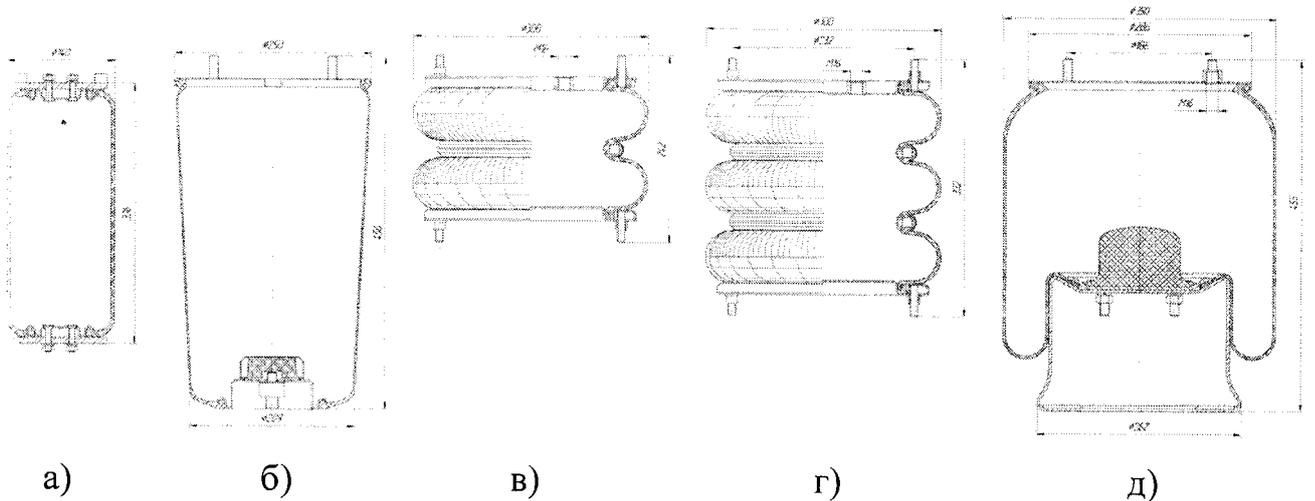


Рисунок – 2.5 Пневмобалони, що використовувались для дослідження у компенсаторах розчинонасоса

Як видно з зображень рис.2.5 конструктивні особливості пневмобалонів є різними, що дає загальну картину їх використання у вигляді замкненої камери компенсаторів. Також їх спрацюванняв компенсаторі теж буде відбуватися по

різному. Так наприклад пневобалон рис. 2.5, 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. 2.5 б, д. Деяко інший характер спрацювання пневмобалонів рис. 2.5 в, г, а саме зменшення об'єму при зростанні тиску вище рівня у пневмобалонах буде відбуватися значних деформацій паралельно вісі. Хоча картина роботи пневмобалона може змінитися, якщо вплив розчину буде значно відбуватися по всій висоті пневмобалона.

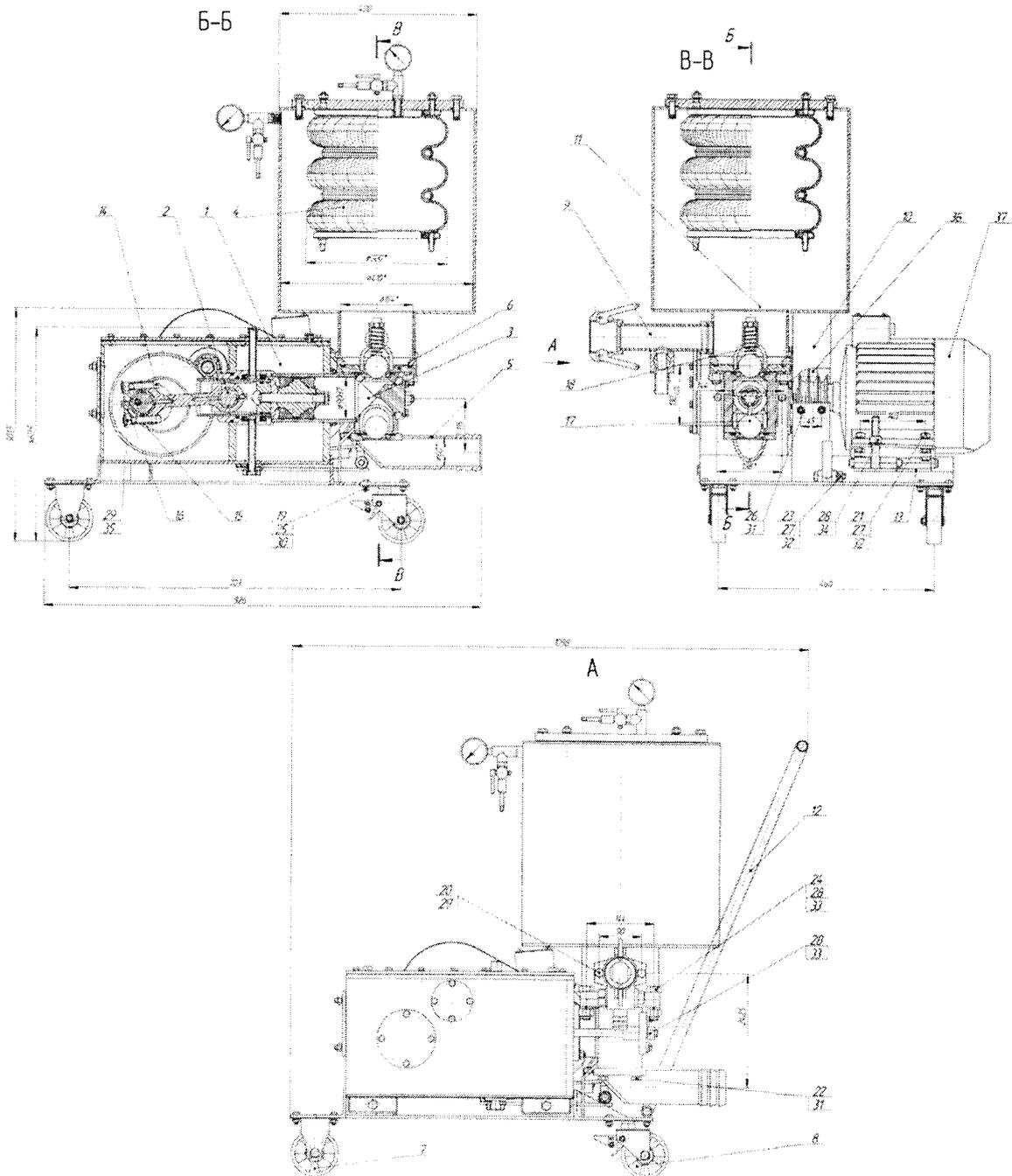


Рисунок – 2.6 Розчинонасос з комбінованим компенсатором №1

					ГММ 602-МММ 015-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		36

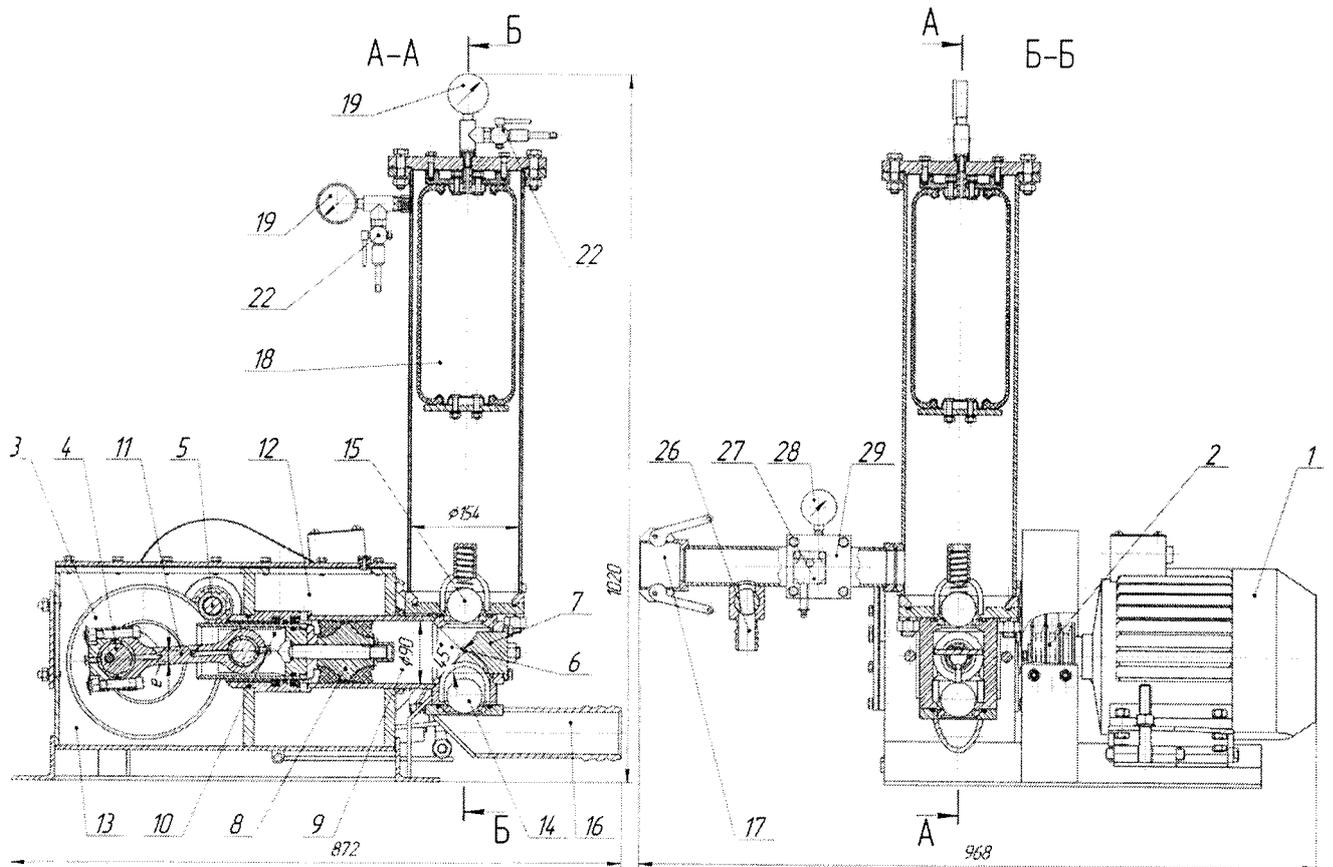


Рисунок 2.7 – Розчинонасос з комбінованим компенсатором №2

Чому вирішено модернізувати компенсатори залежно від форми вільної камери? Це рішення прийнято за рядом переваг, як з конструктивної так і експлуатаційної точки зору.

Далі розглянемо доцільність використання автомобільних пневмобалонів у комбінованих компенсаторах у вигляді замкненої камери. 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;

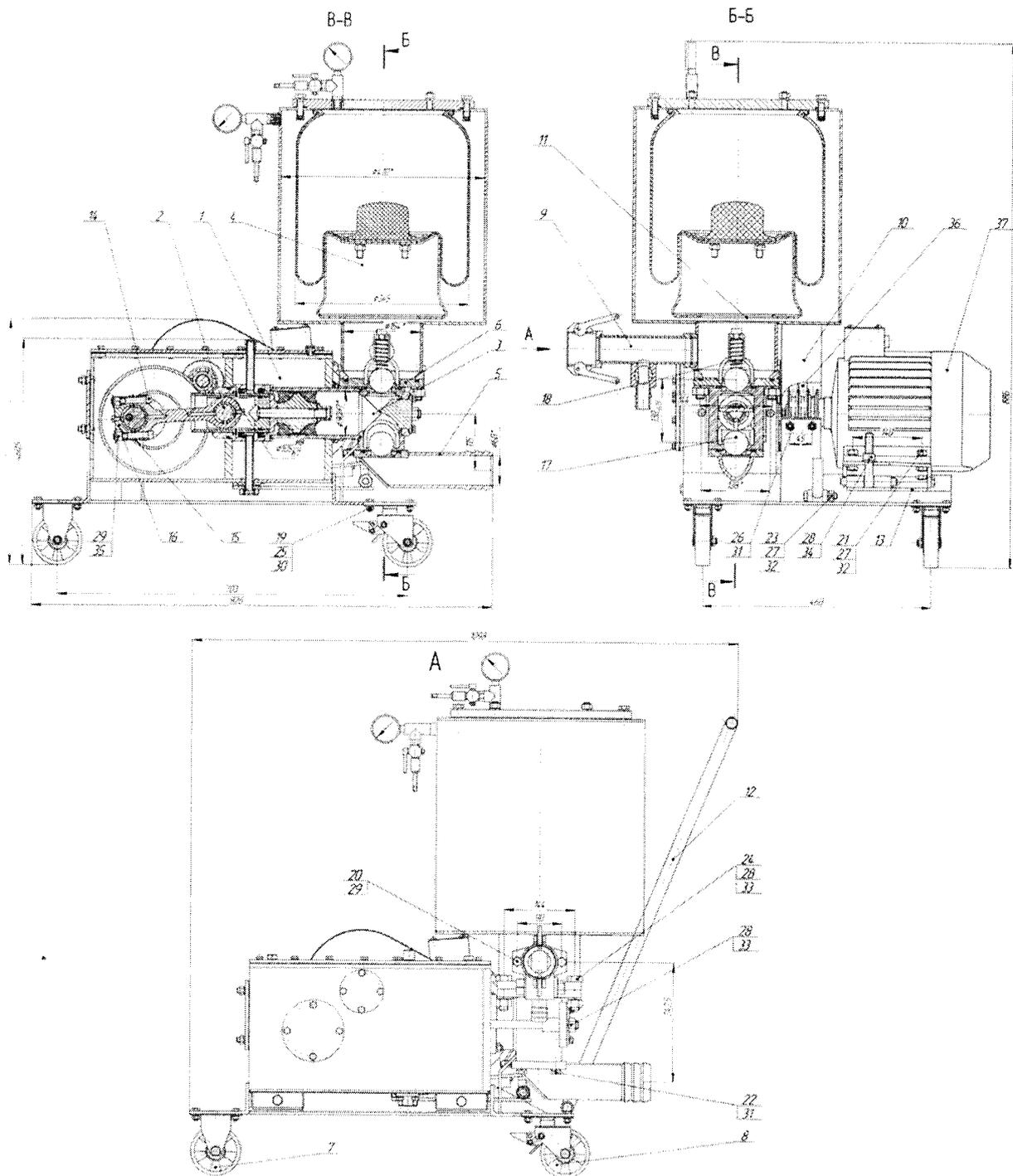


Рисунок – 2.8 Розчинонасос з комбінованим компенсатором №3

2.2 Дослідження ступеня пульсацій тиску подачі розчину розчинонасосом з комбінованими компенсаторами різних конструкцій

Однопоршневий розчинонасос, який має у складі електромеханічний

					ГММ 602-МММ 015-00.00.000 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		38

привод з кривошипно-шатунним механізмом та може бути оснащеним одним з двох комбінованих компенсаторів (рис. 2.7, 2.8), 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.

Аналітичні дослідження зміни тиску розчину виконані протягом циклу з урахуванням закону руху поршня та дії комбінованого компенсатора, в якому вісь вала кривошипа зміщена вниз відносно осі поршня на величину e (рис. 2.9).

Зміщення вісі вала кривошипа вниз відносно осі поршня на величину e забезпечує закон руху поршня, при якому зростання тиску до максимального значення відбудеться раніше ніж поршень досягне правої «мертвої» точки, що в свою чергу сприятливо впливає на рівень пульсацій тиску протягом циклу роботи розчинонасоса.

Рух поршня в системі координат x y в залежності від кута повороту вала кривошипа φ можна представити як (рис. 2.9) []

$$\begin{cases} x_A = R \cdot (1 - \cos \varphi), \\ y_A = R \cdot \sin \varphi. \end{cases} \quad (2.1)$$

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

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

Тому координата x поршня (точка В, рис. 2.9), яка вимірювана від лівого крайнього положення точки В ($\varphi = 0$), буде складати

$$x_B = R \cdot (1 - \cos \varphi) - \left[l - \sqrt{l^2 - (R \cdot \sin \varphi - e)^2} \right], \quad (2.2)$$

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

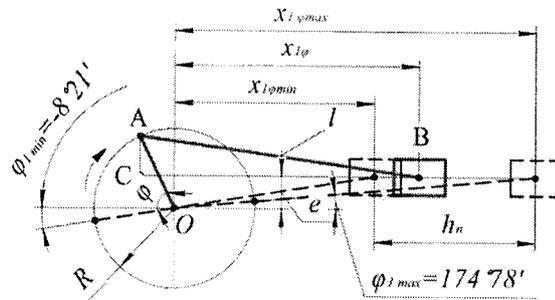


Рисунок 2.9 – Кінематична схема привода поршня розчинонасоса з комбінованими компенсаторами різних конструктивних рішень

Хід поршня під час нагнітання розчину протягом повного циклу роботи розчинонасоса (при $\varphi = 0 \dots 2\pi$) має вигляд

$$\begin{aligned} \text{при } 0 \leq \varphi \leq \pi, \quad x_1 &= R \cdot (1 - \cos \varphi) - \left[l - \sqrt{l^2 - (R \cdot \sin \varphi - e)^2} \right], \quad (2.3) \\ \text{при } \pi \leq \varphi \leq 2\pi, \quad x_2 &= 0, \end{aligned}$$

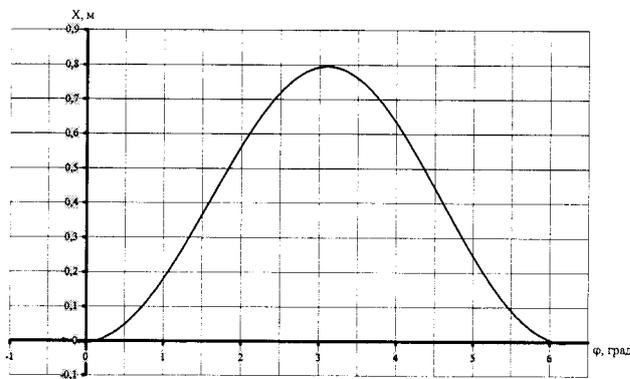
тобто в такті нагнітання ($\pi \leq \varphi \leq \pi$) одна частина перекачуваного розчину буде витискатися в нагнітальний трубопровід, а друга його частина буде заповнювати камеру повітряного компенсатора, зменшуючи об'єм цієї камери на величину ΔV_1 .

Для визначення кутів "мертвих" точок, а також точок, в яких швидкість робочого органу рівна нулю, необхідно визначити положення точок початку і кінця такту нагнітання. Тому залежність швидкості переміщення поршня (точка В) (рис. 2.10) від кута φ повороту кривошипа матиме вигляд

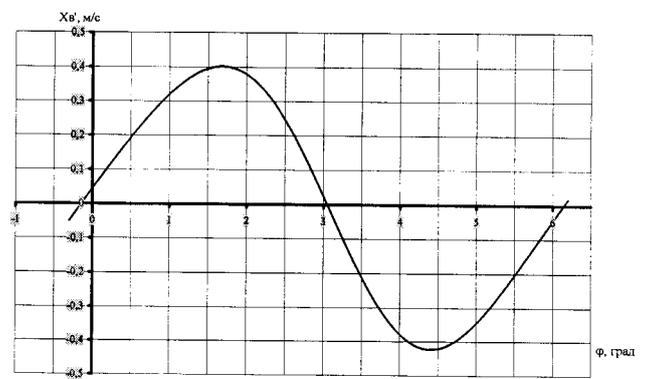
$$x'_B = R \cdot \sin \varphi - \frac{(R \cdot \sin \varphi - e) \cdot R \cdot \cos \varphi}{\sqrt{l^2 - (R \cdot \sin \varphi - e)^2}}. \quad (2.4)$$

Користуючись рівнянням (2.4) при параметрах $R = 40$ мм, $l = 180$ мм, $e = 20$ мм та прирівнявши x'_B нулю, одержані кути повороту кривошипа $\varphi_0 = -8,21^\circ$ і $\varphi_1 = 174,78^\circ$, які визначають відповідно положення крайніх "мертвих" точок поршня.

Значення φ_0 і φ_1 представлені для конструктивних розмірів дослідно-промислового зразка розчинонасоса, який досліджується в даній дисертаційній роботі з двома видами комбінованих компенсаторів.



а)



б)

Рисунок 2.10 – Залежність (а) переміщення поршня розчинонасоса (точка В) (б) швидкості від кута повороту кривошипа

Цикл роботи розчинонасоса поділяється на дві частини: такт нагнітання в інтервалі φ_0 від $-8,21^0$ до $174,78^0$ і такті всмоктування – при φ_1 від $174,78^0$ до $351,79^0$.

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.

Оскільки прийнято, що зміни тиску розчину в тактах нагнітання та всмоктування відбуваються в однакових межах, а струмінь розчину на виході з нагнітального трубопроводу під час роботи розчинонасоса з комбінованими компенсаторами помірний, тому подача розчину протягом циклу не змінюється. За цією умови зміна об'єму стиснутого повітря в компенсаторі під час зміни кута φ буде складати

$$\text{при } 0 \leq \varphi \leq \pi, \quad \Delta V_1 = F_n \cdot \left(x_1 - \frac{h_n}{2\pi} \cdot \varphi \right), \quad (2.5)$$

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

де ΔV_1 – зміна об'єму стиснутого повітря в компенсаторі у такті нагнітання поршня по відношенню до об'єму стиснутого повітря при $\varphi=0$; ΔV_2 – те ж саме у такті всмоктування поршня, тобто при $\varphi=0...2\pi$; x_1 – закон руху поршня залежно від кута φ в такті нагнітання ($\varphi=0... \pi$), визначається за

рівнянням (2.3); h_n – повна величина ходу поршня $h_n = x_1^{max} - x_1^{min}$, визначається також за рівнянням (2.3), ця величина незначно відрізняється від $2R$ за рахунок зміщення осі вала кривошипа відносно осі поршня; x_n – величина x_1 при $\varphi = \pi$.

Згідно із законом Бойля-Маріотта,

$$V_\varphi = p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{p_\varphi}, \text{ звідки } p_\varphi = p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{V_\varphi}, \quad (2.6)$$

де V_φ – поточний об'єм стиснутого повітря в компенсаторі при куті φ ; $V_{комп}$ – приведений до нормальних умов ($p_{атм} = 0,1$ МПа) об'єм повітря в компенсаторі;

p_φ – тиск стиснутого повітря (й розчину) при куті φ , МПа.

Залежність 1 на рис. 2.5 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. 2.11) характеризує зміну об'єму розчину в циліндричній камері компенсатора при подачі його в нагнітальний трубопровід під час всмоктування, що визначається залежністю

$$q = \frac{V_{p.д.}}{2\pi} \cdot \delta(\varphi), \quad (2.7)$$

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

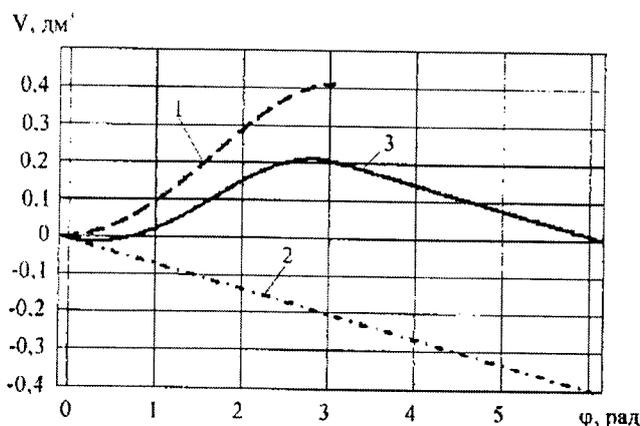


Рисунок 2.11 – Залежність об'єму розчину в циліндричних камерах компенсаторів розчинонасоса: 1 – від переміщення поршня, 2 – від подачі в

трубопровід, z – об'єм розчину в циліндричній камері за повний цикл роботи

Залежність z показує зміну об'єму розчину в циліндричній камері компенсаторів протягом циклу роботи розчинонасоса.

Оскільки $V_\varphi = V_0 - \Delta V$, то з урахуванням формул (2.6) маємо зміну тиску розчину протягом циклу роботи розчинонасоса

$$\begin{aligned} 0 \leq \varphi \leq \pi, \quad p_{\varphi_{max}} &= \frac{p_{\varphi_0_{атм}} \cdot V_{комп}}{V_0 - F_n \cdot \left(x_1 - \frac{h_n}{2\pi} \cdot \varphi \right)}, \\ \pi \leq \varphi \leq 2\pi, \quad p_{\varphi_{min}} &= \frac{p_{\varphi_0_{атм}} \cdot V_{комп}}{V_0 - F_n \cdot \left[\left(x_\pi - \frac{h_n}{2} \right) - \frac{h_n}{2\pi} \cdot (\varphi - \pi) \right]}. \end{aligned} \quad (2.8)$$

де $V_{комп}$ – приведений об'єм повітря компенсатора до атмосферного тиску $p_{атм}$;

V_0 – об'єм стиснутого повітря в компенсаторі при $\varphi = 0$, $V_0 = p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{p_0}$,

$p_{\varphi_0_{атм}}$ – тиск стиснутого повітря на початок циклу роботи розчинонасоса, МПа; x_1 – хід поршня в такті нагнітання, що визначається за рівнянням (2.3).

При вказаних умовах тиск $p_{\varphi_{max}}$, $p_{\varphi_{min}}$ визначається відповідно залежностями

$$\begin{aligned} 0 \leq \varphi \leq \pi, \quad p_{\varphi_{max}} &= \frac{p_{\varphi_0_{атм}} \cdot V_{комп}}{V_0 - F_n \cdot \left\{ R \cdot (1 - \cos \varphi) - \left[l - \sqrt{l^2 - (R \cdot \sin \varphi - e)^2} \right] - \frac{h_n}{2\pi} \cdot \varphi \right\}}, \\ \pi \leq \varphi \leq 2\pi, \quad p_{\varphi_{min}} &= \frac{p_{\varphi_0_{атм}} \cdot V_{комп}}{V_0 - F_n \cdot \left[\left(x_\pi - \frac{h_n}{2} \right) - \frac{h_n}{2\pi} \cdot (\varphi - \pi) \right]}. \end{aligned} \quad (2.9)$$

Таким чином, користуючись формулами (2.9), можна визначити зміну тиску розчину протягом циклу роботи розчинонасоса, якщо відомі параметри R , l , e , F_n , $V_{комп}$ та початковий тиск p_{min} .

Величина пульсації тиску δ визначається за формулою [1, 2]

$$\delta = \frac{p_{max} - p_{min}}{p_{cp}} \cdot 100\%, \quad (2.10)$$

де p_{cp} – середній тиск за цикл подачі розчину,

$$p_{cp} = \frac{p_{max} + p_{min}}{2}. \quad (2.11)$$

В таблиці 2.2 наведені розрахункові дані пульсацій розчину в залежності від тиску.

Таблиця 2.2. – Розрахункові значення пульсацій розчину в залежності від тиску.

p_{min} , МПа	p_{max} , МПа	Δp , МПа	p_{cp} , МПа	δ , %
Розчинонасос з комбінованим компенсатором №2				
1,0	1,147	0,146	1,075	13,6
2,0	2,643	0,612	2,301	26,4
3,0	4,508	1,512	3,752	40,1
4,0	6,712	2,709	5,353	50,4
Розчинонасос з комбінованим компенсатором №3				
1,0	1,140	0,133	1,067	12,3
2,0	2,312	0,210	2,153	14,2
3,0	3,614	0,601	3,307	18,4
4,0	5,182	1,180	4,591	25,8

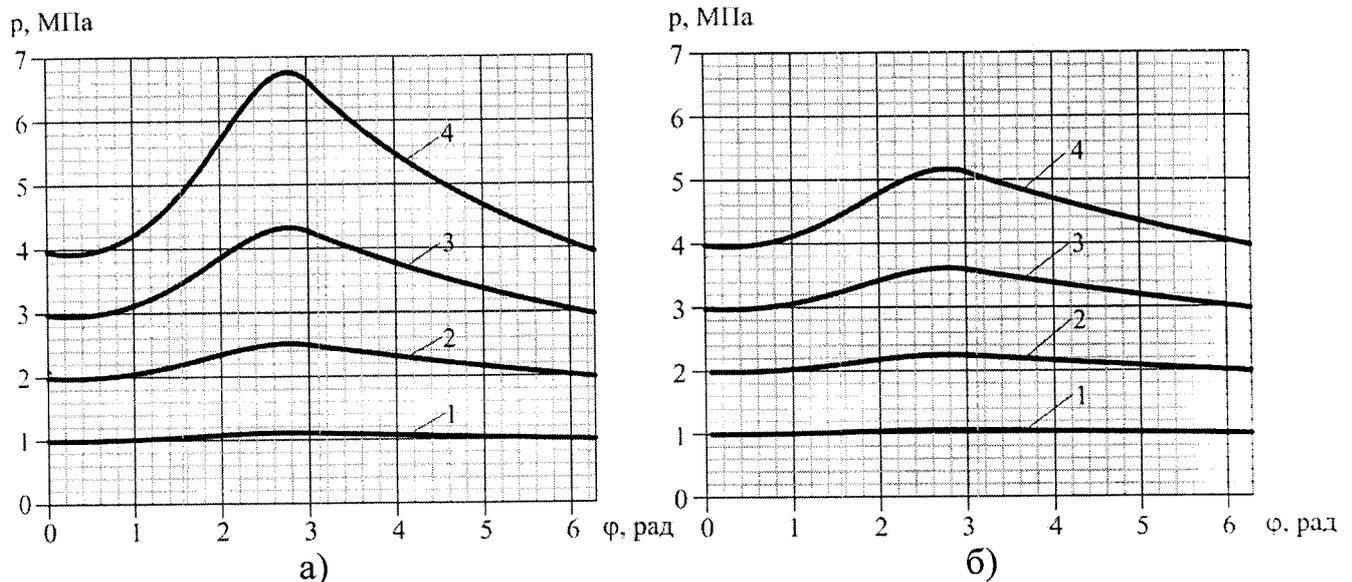


Рисунок 2.12 – Залежності тиску розчину $p = f(\varphi)$ при подачі у трубопровід протягом циклу від кута повороту вала кривошипа при 1 – $p_{01} = 1$ МПа; 2 – $p_{02} = 2$ МПа; 3 – $p_{03} = 3$ МПа; 4 – $p_{04} = 4$ МПа : а) для розчинонасоса з комбінованим компенсатором №2; б) для розчинонасоса з комбінованим компенсатором №3

На рис. 2.12 представлені залежності зміни тиску розчину, що

перекачується протягом, повного циклу роботи для розчинонасоса з комбінованими компенсаторами №2 та №3, що пропонуються, отримані за допомогою ПЕОМ з використанням системи рівнянь (2.9) при значеннях тиску $p_{01} = 1$ МПа, $p_{02} = 2$ МПа, $p_{03} = 3$ МПа, $p_{04} = 4$ МПа, за якими визначається ступінь пульсацій.

Аналіз отриманих даних 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. В результаті цього ступінь пульсацій розчинонасоса зменшується.

Ступінь зростання тиску в такті нагнітання значно залежить від рівня початкового тиску. Дійсно, при початковому тиску 1 МПа (рис. 2.12, а) його пульсація при роботі розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску становить 13,5%, а при $p_0 = 2$ МПа – 26%, тобто майже в два рази більше. Під час роботи розчинонасоса з компенсатором збільшеного об'єму при 1 МПа (рис. 2.6, б) пульсація тиску становить 12,4%, а при $p_0 = 2$ МПа – 14,2%, що характеризує зниження пульсації насоса.

При тиску $p_0 = 4$ МПа (рис. 2.12, б) ступінь пульсації знижується з 50,3% до 25,7% відповідно, що свідчить про ефективність роботи розчинонасоса з компенсатором збільшеного об'єму.

Це пояснюється тим, що сумарний обсяг V_0 стисненого повітря в камерах компенсатора на початку циклу прямо пропорційний сумарному приведеному об'єму V_{np} і зворотно пропорційний початковому тиску повітря в цей час.

На рис. 2.13 представлені графічні залежності за рівнянням (2.9) для сумарного приведеного об'єму повітря компенсатора $V_{комп} = 25, 30$ і 38 дм^3 у розчинонасоса з комбінованим компенсатором пульсації тиску при початковому

тиску $p_0 = 2$ МПа, а для сумарного приведенного об'єму повітря компенсатора $V_{\text{комп}} = 55, 65$ і 90 дм³ у розчинонасоса з компенсатором збільшеного об'єму при початковому тиску $p_0 = 2$ МПа.

Графічні залежності (рис. 2.13, б) свідчать про те, що в розчинонасосі з компенсатором збільшеного об'єму відбувається зниження пульсацій тиску, при початковому тиску $p_0 = 2$ МПа, які мають місце при нагнітанні розчину, в порівнянні з розчинонасосом з комбінованим компенсатором пульсації тиску.

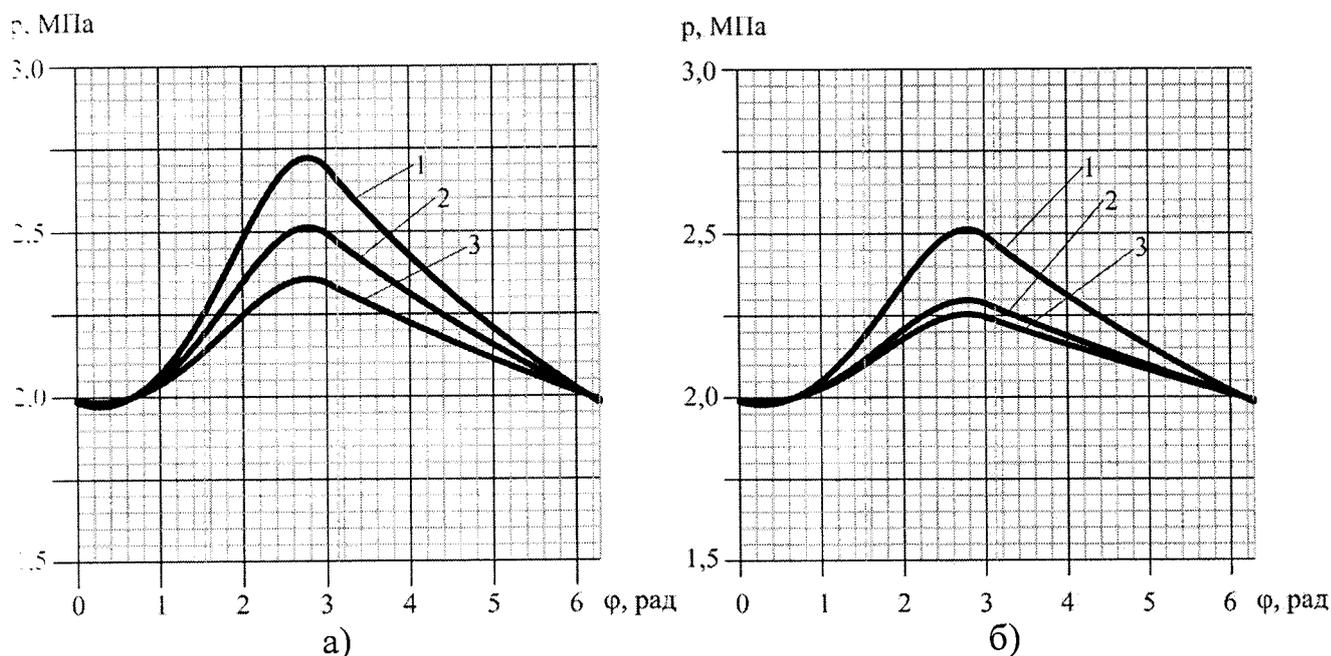


Рисунок 2.13 – Залежності тиску протягом циклу від сумарного приведенного об'єму повітря:

а) для розчинонасоса з комбінованим компенсатором №2

1 – $V_{\text{комп}1} = 25$ дм³, 2 – $V_{\text{комп}2} = 30$ дм³, 3 – $V_{\text{комп}3} = 38$ дм³;

б) для розчинонасоса з комбінованим компенсатором №3

1 – $V_{\text{комп}1} = 55$ дм³, 2 – $V_{\text{комп}2} = 65$ дм³, 3 – $V_{\text{комп}3} = 90$ дм³.

Розчинонасос з комбінованим компенсатором №3 вже при об'ємі компенсатора $V_{\text{комп}1} = 55$ дм³ забезпечує рівень пульсації $\delta = 0,22$, що дає можливість якісно проводити оздоблювальні роботи під час нанесення на оздоблювальні поверхні.

Зміщення максимального рівня тиску вліво від кута $\varphi = \pi$ пояснюється

істотним зниженням швидкості в кінці ходу поршня в такті нагнітання і миттєвий період часу не забезпечується відповідний рівень середньої подачі за цикл. Також в цей моменту, подача розчину відбувається в нагнітальний трубопровід не тільки за завдяки нагнітання від поршня, але і за завдяки розширенню стисненого повітря в камерах компенсатора. Цей процес спостерігається і на початку такту нагнітання, коли швидкість ходу поршня знижується, що теж не забезпечує задовільний рівень подачі розчину. У зв'язку з цим залежності тиску вказують на те, що в початковий період такту нагнітання з'являються ділянки падіння тиску відносно початкового, що добре помітно на графічних залежностях з максимальним тиском ($p_0 = 3$ и 4 МПа).

Найбільш поширеним при виконанні штукатурних робіт рівень тиску подачі розчину вважається $1,5 \dots 2,5$ МПа тому такий початковий тиск був обраний.

Залежності вказують на те, що сумарний приведений об'єм суттєво впливає на рівень коливань тиску протягом циклу роботи насоса. Значне коливання тиску спостерігається при приведеному об'ємі 25 дм^3 (рис. 2.13, а). За результатами досліджень впливає, що для забезпечення помірної пульсації тиску подачі розчину на рівні $\delta = 0,2 \dots 0,25$ приведений об'єм повітря компенсатора, а саме №3 повинен бути не менше 70 дм^3 . Отже розчинонасос з комбінованим компенсатором №3 працюватиме ефективніше по відношенню до розчинонасоса з комбінованим компенсатором №2.

2.3 Визначення ступеня пульсації тиску при подачі розчину розчинонасосом залежно від конструктивних рішень компенсаторів

Відповідно даним табл. 2.2 рис. 2.12 виконано аналіз руху розчину по трубопроводах з урахуванням тиску, що має місце при виході з нагнітального трубопроводу.

Розчинонасос з комбінованим компенсатором №2 (рис. 2.7) та з комбінованим компенсатором №3 (рис. 2.8) відповідно припущенню повинен забезпечувати подачу розчину в нагнітальний трубопровід у тактах всмоктування

й нагнітання однаковими об'ємами.

Зумовлене це тим, що робочий тиск розчину на виході в нагнітальний трубопровід змінюється протягом циклу роботи розчинонасоса в однакових межах – в такті нагнітання від мінімального значення до максимального, а в такті всмоктування навпаки від максимального до мінімального.

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

$$V_{pd} = \frac{\pi}{8} \cdot D_n^2 \cdot h \cdot \eta_{об}, \quad (2.12)$$

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

Об'єм розчину, що необхідно компенсувати $\Delta V = \frac{V_{pd}}{2}$, дм³.

Значення пульсацій тиску δ визначається за залежністю (2.10).

Відповідно до конструктивних параметрів комбінованих компенсаторів визначаємо ступінь пульсації тиску розчину за таких параметрів: попередній тиск закачаного стиснутого повітря у замкненій камері $p_{ст} = 0,5; 0,7; 1,0$ МПа; тиск

подачі розчину на початок циклу роботи розчинонасоса – $p_{min} = p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{V_1}$,

де $p_{min} = 1,0; 2,0; 3,0$ МПа.

Об'єм повітря в комбінованому компенсаторі визначається виразом

$$V_{комп} = V_{цк} + V_{зк} \cdot \frac{p_{зк}}{p_{атм}}, \quad (2.13)$$

де $V_{цк}$ – об'єм вільного повітря в циліндричній камері компенсатора дм³;

$V_{зк}$ – об'єм стиснутого повітря в замкненій камері компенсатора, дм³; $p_{зк}$ –

тиск стиснутого повітря в замкненій камері, МПа.

Сумарний об'єм стиснутого повітря в вільній та замкненій камерах на початку циклу роботи насоса визначається залежністю

$$V_1 = p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{p_{min}}, \text{ дм}^3. \quad (2.14)$$

Максимальний тиск в вільній та замкненій камерах компенсатора за цикл роботи насоса визначається за залежністю

$$p_{max} = p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{V_1 - \Delta V} = p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{p_{min}} - \Delta V}, \text{ МПа}, \quad (2.15)$$

де ΔV – об'єм розчину, який витискається з вільної камери компенсатора за рахунок його дії під час всмоктування. Тобто $\Delta V \approx 0,203 \text{ дм}^3$.

Відповідно за отриманими залежностями (2.10), (2.11), (2.13), (2.14), (2.15) визначаються значення ступеню пульсацій тиску, котрі наведені в табл. 2.3, а їх графічні залежності від середнього тиску подачі в розчинонасосах наведені на рис. 2.8.

Таблиця 2.3 – 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 №2							
0,5	25	1,0	2,00	1,797	1,11	1,055	10,4
		2,0	1,00	0,797	2,51	2,255	22,6
		3,0	0,67	0,467	4,27	3,635	34,9
0,7	30	1,0	2,60	2,397	1,088	1,044	8,4
		2,0	1,30	1,097	2,370	2,185	16,9
		3,0	0,87	0,667	3,890	3,445	25,8
1,0	38	1,0	3,50	3,297	1,06	1,030	5,8
		2,0	1,75	1,547	2,26	2,130	12,2
		3,0	1,17	0,967	3,62	3,310	17,7
Розчинонасос з комбінованим компенсатором №3							
0,5	55	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	65	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	90	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

Отже величина сумарного приведенного до атмосферного об'єму повітря компенсатора головним чином впливає на ступінь пульсацій подачі розчину. Незадовільний рівень ступенів пульсацій подачі розчину тиску спостерігається тоді, коли об'єм повітря становитиме до 10 дм^3 (рис. 2.9, а). Результати теоретичних досліджень вказують на те, що для забезпечення помірною рівня ступенів пульсацій подачі розчину приведеній до атмосферного об'єму повітря в компенсаторі повинен бути не менше 65 дм^3 . До того ж розчинонасос, що оснащений комбінованим компенсатором №2 під час перекачування матиме високий ступінь пульсацій тиску, який зростатиме завдяки зменшенню об'єму повітря у вільній камері, що не відбувається у розчинонасоса з комбінованим компенсатором №3, ступінь пульсації тиску якого не перевищить 25%.

2.4 Залежність пульсацій тиску розчину залежно від конструкції клапанних вузлів розчинонасоса при часі роботи компенсаторів

Визначення закону руху кульки клапана дасть можливість визначити час її опускання з висоти h в сідло та дослідити величину зворотних витоків $\Delta V_{кл}$ під час закриття клапана

$$\Delta V_{кл} = F_n \cdot S_n(\varphi_{кл}), \quad (2.16)$$

де $F_n = \frac{\pi}{2} \cdot D_n^2$ – площа поршня; $S_n(\varphi_{кл})$ – відносне переміщення поршня за період часу опускання кульки клапана, яке характеризується законом руху робочого органа, м; $\varphi_{кл}$ – кут повороту вала кривошипного валу за період часу t закриття клапана.

Шлях h_p , що кулька проходить разом з розчином можна визначити наступним чином

$$h_p = h - h_m, \quad (2.17)$$

де h – максимально допустима висота підйому кульки клапана, м;

h_m – шлях, що кулька клапана проходить відносно розчину під впливом сили течіння, м.

Лист	№ докум.	Підп.	Дата
------	----------	-------	------

В той же час довжину шлях h_p , яка залежить від величини ходу робочого органа можна описати такою залежністю

$$h_p = \frac{D_n^2}{d_k^2} \cdot S_n(\varphi_3), \quad (2.18)$$

де φ_3 – кут повороту кривошипного валу, який відображає момент опускання кульки клапана, рад.

Представивши величину h_m у виразі добутком швидкості занурення кульки клапана на час, отримаємо

$$h_m = v_m \cdot t, \quad (2.19)$$

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

t – час спрацьовування клапана на закриття, с.

Час закриття клапана t залежить від кута повороту кривошипа φ_3

$$t = \frac{60}{n} \cdot \frac{\varphi_3}{2\pi} = \frac{30 \cdot \varphi_3}{\pi \cdot n}, \quad (2.20)$$

де n – число обертів кривошипного валу, s^{-1} .

Тоді, застосувавши формули (2.19) та (2.20), вираз (2.17) матиме вигляд

$$h_p = h - v_m \cdot \frac{30 \cdot \varphi_3}{\pi \cdot n} \quad (2.21)$$

Щоб знайти кут φ_3 , необхідно порівняння виразів (2.18) та (2.21). Отримана залежність матиме вигляд

$$h - v_m \cdot \frac{30 \cdot \varphi_3}{\pi \cdot n} - \frac{D_n^2}{d_k^2} \cdot \left(R \cdot (1 - \cos \varphi_3) - \left[l - \sqrt{l^2 - (R \cdot \sin \varphi_3 - e)^2} \right] \right) = 0. \quad (2.22)$$

Визначення величини кута φ_3 із залежності (2.22) аналітично матиме досить громіздкий та незручний вигляд для проведення безпосередніх розрахунків, тому необхідно отримати числове рішення, скориставшись для цього програмним забезпеченням математичного аналізу Mathcad 15, задавши значеннями всіх складових встановлено залежність зворотної втрати розчину через прохідний отвір для всмоктувального та нагнітального клапанів (рис. 2.15).

Підставивши значення кута закриття клапана φ_3 до залежності (2.21),

отримаємо значення h_p – довжину шляху, що кулька проходить разом з розчином – 0,015 м, значення, яке підставляємо до рівняння, що остаточно дає нам величину витоків під час такту нагнітання $\Delta V_{вс.кл}$ в розмірі 0,041 м³.

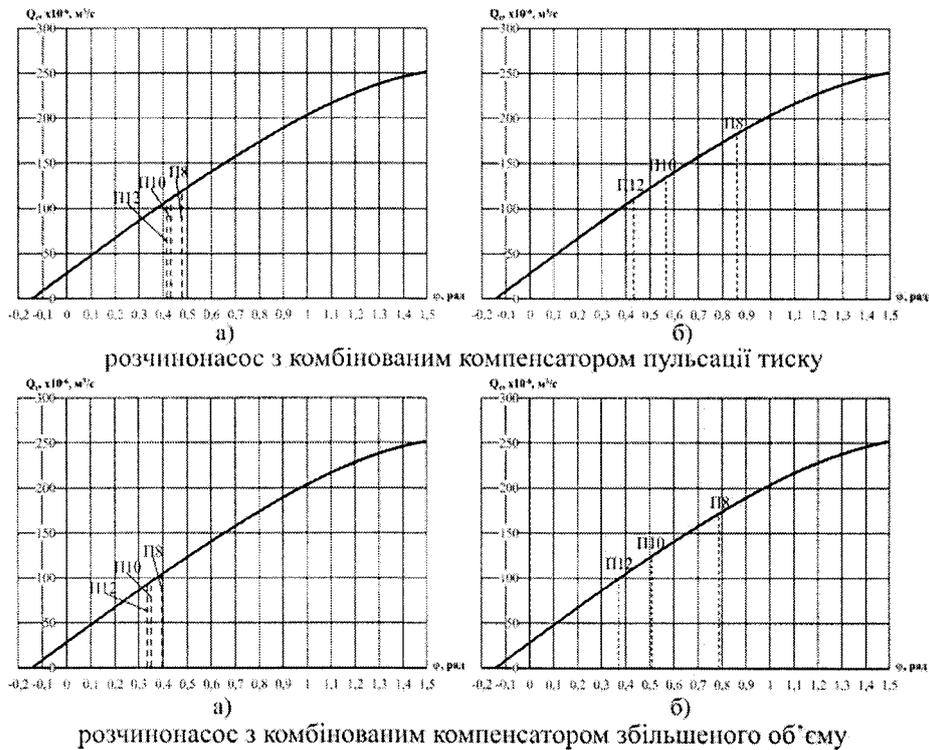


Рисунок 2.15 – Залежність витрати розчину через отвір сідла всмоктувального та нагнітального клапанів розчинонасоса залежно від кута повороту кривошипного вала під час перекачування розчинів рухомістю П8, П10, П12: а) – з комбінованим компенсатором №2; б) – з комбінованим компенсатором №3

Об'єм витоків розчину (не враховуючи величини $V_{кл}$ та Q_B) можна знайти, проінтегрувавши залежність визначення швидкості витоків через гніздо клапана від початку координат мертвої точки до значення кута закриття клапана φ_3 .

Витрати розчину (м³/с) через отвір сідла клапана можна визначити, як добуток швидкості робочого органа $v_n(\varphi)$ на площу перерізу отвору сідла клапана та на коефіцієнт, що враховує різницю площ робочого органа (поршня) та отвору сідла

$$\text{клапана} \frac{D_n}{d_c^2}$$

$$\Delta V_{кл} = v_n(\varphi) \cdot \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} \cdot \frac{D_n^2}{d_c^2} = v_n(\varphi) \cdot \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \quad (2.23)$$

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

$$0 \leq \varphi \leq \pi, \Delta V_{вс.кл} = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \cdot \int_0^{\varphi_3} \left(R \cdot \sin \varphi - \frac{(R \cdot \sin \varphi - e) \cdot R \cdot \cos \varphi}{\sqrt{l^2 - (R \cdot \sin \varphi - e)^2}} \right) d\varphi -$$

$$- \pi \left(R_k - \sqrt{R_k^2 - r_c^2} \right)^2 \cdot \left(R_k - \frac{R_k - \sqrt{R_k^2 - r_c^2}}{3} \right) + Q_B \quad (2.24)$$

$$\pi \leq \varphi \leq 2\pi, \Delta V_{нг.кл} = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \cdot \int_0^{\varphi_3} \left(R \cdot \sin \varphi - \frac{(R \cdot \sin \varphi - e) \cdot R \cdot \cos \varphi}{\sqrt{l^2 - (R \cdot \sin \varphi - e)^2}} \right) d\varphi -$$

$$- \pi \left(R_k - \sqrt{R_k^2 - r_c^2} \right)^2 \cdot \left(R_k - \frac{R_k - \sqrt{R_k^2 - r_c^2}}{3} \right) + Q_K - \Delta V_{пр},$$

де Q_K – об'єм розчину у вільній камері компенсатора, що здійснює вплив на всмоктувальний клапан; $\Delta V_{пр}$ – зменшення об'єму витоків від впливу пружного елемента клапана.

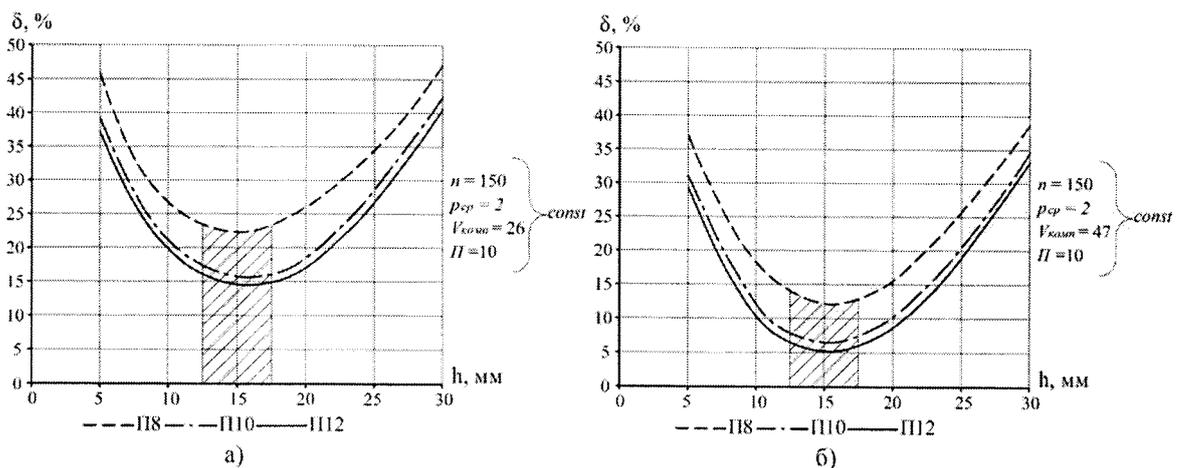


Рисунок 2.16 – Залежності ступенів пульсацій тиску розчину залежно від висоти підйому всмоктувального та нагнітального клапанів: а – з комбінованим компенсатором №2; б – з комбінованим компенсатором №3

На основі залежностей (2.17), (2.20), (2.21), (2.22), (2.24) та розрахунків проведених для визначення оптимальної висоти підйому кульки клапана в табл.

2.6 і на рис. 2.16 наведено залежність ступенів пульсацій тиску розчину в залежності від висоти підйому кульок всмоктувального та нагнітального клапана під час перекачування розчинів різної рухомості.

Таблиця 2.6 – Ступінь пульсацій в залежності від висоти підйому кульок нагнітального та всмоктувального клапанів при перекачуванні розчинів різної рухомості

Число подвійних ходів поршня n , хв^{-1}	Середній тиск подачі $p_{\text{ср}}$, МПа	Об'єм компенсатора $V_{\text{комп}}$, дм^3	Рухомість розчину, П, см	Висота підйому клапана всмоктувального та нагнітального h , мм	δ , %
Розчинонасос з комбінованим компенсатором №2					
150	2,0	26	8	5	46,32
				10	27,14
				15	22,53
				20	26,12
				25	34,21
				30	47,11
			10	5	39,10
				10	21,52
				15	16,07
				20	17,76
				25	28,63
				30	42,03
			12	5	36,85
				10	19,89
				15	14,82
20	17,49				
25	26,71				
30	40,53				
Розчинонасос з комбінованим компенсатором №3					
150	2,0	47	8	5	36,54
				10	18,22
				15	12,81
				20	15,12
				25	25,32
				30	38,09
			10	5	31,03
				10	12,05
				15	6,93
				20	10,04
				25	20,89
				30	34,61
			12	5	29,03
				10	10,04
				15	5,10
20	8,13				
25	18,22				
30	33,23				

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

Залежності (рис. 2.16) вказують на те, що ступені пульсацій при перекачуванні розчинів різних рухомостей П8-12 см розчинонасосом з комбінованими компенсаторами різних конструкцій буде мінімальним при впровадженні всмоктувального і нагнітального клапанів з висотою підйому в діапазоні 12,5-17,5 мм.

Це можна пояснити оптимально визначеним підклапанним простором близько 1260 мм², як всмоктувального клапана, при якому забезпечується висока всмоктувальна здатність і заповнення робочої камери, так і нагнітального клапана, який має спроможність швидко спрацьовувати. З висотою клапанів до $h = 15$ мм відбувається зростання ступенів пульсацій в результаті недозаповнення робочої камери насоса та зростаючому опору у підклапанних просторах всмоктувального та нагнітального клапанів.

Якщо висота клапанів більше $h = 15$ мм відбувається підвищення ступенів пульсацій за рахунок зростання зворотних витоків через клапани, особливо вони зростають через отвір сідла всмоктувального клапана. Також, зменшення ступенів пульсацій тиску розчину у розчинонасоса з комбінованим компенсатором №3 забезпечує збільшений компенсаційний об'єм.

2.5 Визначення об'ємного ККД розчинонасоса з комбінованими компенсаторами різних конструкцій

Об'ємний ККД з урахуванням всіх втрат буде в такому вигляді

$$\eta_{об} = 1 - \left[\left(\frac{\Delta V_1 + \Delta V_2}{V_p} \right) - \frac{\Delta V_3}{V_p} - \frac{\Delta V_4}{V_p} \right]. \quad (2.25)$$

За цикл роботи розчинонасоса теоретична подача буде рівна робочому об'єму розчину за повний хід робочого органу, а дійсна дорівнює різниці між об'ємом розчину за повний хід робочого органу і втратами розчину за цикл

$$V_p = \left(\frac{\pi}{4} \cdot D_n^2 \cdot h \right) - \Delta V, \text{ дм}^3, \quad (2.26)$$

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

Сумарні втрати розчину за цикл роботи насоса складають

$$\Delta V = \Delta V_1 + \Delta V_2 + \Delta V_3 + \Delta V_4, \text{ дм}^3, \quad (2.27)$$

де ΔV_1 – втрати за неповнотою під час всмоктування розчину у робочу камеру;

ΔV_2 – втрати розчину від зворотних витоків через кульки клапанів під час спрацьовування на закриття; ΔV_3 – втрати розчину за рахунок відносного стиснення пухирців повітря у робочій камері під час такту нагнітання; ΔV_4 – втрати розчину за рахунок падіння рівня тиску подачі під час такту всмоктування.

Перші складові втрат розчину ΔV_1 і ΔV_2 досить детально розглянуті у працях [8, 14-17], але витратам розчину від його стискування ΔV_3 на даний час не приділяли належної уваги. Кількісний вплив тиску нагнітання тільки бетонних сумішей на рівень об'ємного ККД розглянуто лише А.М. Барановим [5]. Але, по-перше – це питання розглядалося лише для бетонної суміші під час перекачування на одному рівні тиску і, по-друге – причини такої впливовості зовсім не розглядалися. Більш детально розглянуто професором Б.О. Коробко [10] гідродинаміку взаємодії будівельних розчинів різної рухомості з повітрям, а саме вмісту вільного повітря в розчині, його кількісного складу в різних рухомостях, а також, як саме впливає стиснення вільного повітря в розчині впливає на об'ємний ККД.

Причина, за якої відбувається зниження рівня об'ємного ККД розчинонасоса під час зростання тиску подачі розчину, полягає у тому, що будівельні розчини містять мають вміст вільного повітря у вигляді дуже дрібних пухирців і при підвищенні тиску вище атмосферного рівня починають стискаються. Причому, рівень стиснення [10] напряму залежить не тільки від зовнішнього тиску, але й від рухомості розчинів, що перекачуються, оскільки вміст вільного повітря тим більший чим нижча рухомість розчину [10].

У робочій камері розчинонасоса під час такту нагнітання відбувається подальше стиснення розчину порівняно з тим об'ємом, який він займав при атмосферному тиску. Але подача розчину через отвір нагнітального клапана відбудеться лише тоді, коли тиск у робочій камері досягне рівня тиску розчину. Тому в нагнітальний патрубок буде подано лише ту частину перекачуваного розчину, що дорівнюватиме дійсному робочому об'єму, що витісняє поршень. При цьому робочий об'єм, що витісняє поршень буде зменшений на об'єм розчину під максимальним тиском у робочій камері до початку його нагнітання в трубопровід.

Далі розчин, надійшовши під тиском у трубопровід, на виході з нього при зменшенні тиску знову розшириться до вихідного об'єму. Величина стисненого розчину, що заповнює "шкідливий об'єм" робочої камери буде визначати втрати перекачуваного середовища за цикл роботи насоса внаслідок його стиснення під впливом тиску нагнітання.

З наведеного механізму процесу гідродинаміки випливає, що величина втрат розчину ΔV_3 пояснюється відносним стискуванням повітря у будівельних розчинах, тиском нагнітання та величиною шкідливого об'єму робочої камери.

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

$$\Delta V_3 = \varepsilon_{ст} \cdot V_{шк}, \text{ дм}^3, \quad (2.28)$$

де $\varepsilon_{ст}$ – відносне стискування розчину певної рухомості при даному тиску може бути визначено за залежністю

$$\varepsilon_{ст}(p) = \frac{\Delta V_{ст}}{V_{роз}} \cdot 100 = \left[\frac{V_{0нов}}{V_{роз}} - \left(\frac{V_{0нов}}{V_{роз}} - k \cdot \frac{V_{вод}}{V_{роз}} \cdot \left(\frac{p}{p_0} - 1 \right) \right) \cdot \frac{p_0}{p} \right] \cdot 100\%, \quad (2.29)$$

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

$$V_{шк} = V_{в.к.} - V_{д.с.} - V_{сп.вс.} = \frac{\pi \cdot D_{в.к.} \cdot H_{вс.к.}}{4} - \frac{\pi \cdot D_{д.с.} \cdot H_{вс.к.}}{4} - V_{сп.вс.}, \quad (2.30)$$

де $V_{в.к.}$ – об'єм робочої камери; $V_{д.с.}$ – об'єм робочої камери на рівні сідла клапана;

$V_{сн.вс.}$ – об'єм спец вставки; $D_{в.к.}$, $D_{д.с.}$ – діаметри відповідно робочої камери та сідла клапана; $H_{вс.к.}$ – висота робочої камери

$$\Delta V_4 = V_{роз.п} - V_{роз.он}, \quad (2.31)$$

де $V_{роз.п.}$ – об'єм розчину від подачі в вільну камеру компенсатора до початку напівциклу всмоктування; $V_{роз.он.}$ – об'єм розчину, що залишився в вільній камері компенсатора до початку напівциклу нагнітання.

Останні два члени цієї залежності здійснюють вплив тиску розчину на рівень об'ємного ККД розчинонасоса.

Варто підкреслити, що приріст стискування розчинів з підвищенням зовнішнього тиску поступово зменшується й при деякому граничному тиску припиняється зовсім [10] (граничні точки стиснення відмічено чорними точками).

Тому можна передбачити, що після досягнення тиском подачі розчину граничного рівня, подальше зниження об'ємного ККД, що зумовлене стисненням розчинів, також припиниться.

З урахуванням стиснення розчину в робочій камері та зворотних витоків через клапани [10] остаточно об'ємний коефіцієнт корисної дії має вигляд

$$\eta_{об} = \frac{V_{н.ф}}{V_p} = \frac{[V_{повн} \cdot (1 \pm \varepsilon) - \Delta V_{вс.кл}] \cdot (1 - \varepsilon_{ст2}) - \Delta V_{н.кл} \cdot (1 + \varepsilon_{ст2}) - V_{шк} - \left(F_n \cdot \left[\left(x_n - \frac{h_n}{2} \right) - \frac{h_n}{2\pi} \cdot (\varphi_{нз} - \pi) \right] \cdot (1 - \delta) \right)}{V_p \cdot (1 - \varepsilon_{ст2})}, \quad (2.32)$$

де V_p – об'єм, що витискається робочим органом за цикл; $V_{н.ф}$ – фактичний об'єм розчину, що подається у нагнітальний патрубок і приведений до нормальних умов; $V_{повн} = V_p + V_{шк}$ – повний об'єм, як сума шкідливого і об'єм що витискається робочим органом за цикл; $\Delta V_{вс.кл}$, $\Delta V_{н.кл}$ – об'єми витрат під час закриття всмоктувального і нагнітального клапанів; $\varepsilon_{ст}$ – коефіцієнт об'ємного стиснення розчину при тиску $p_{н.ном}$; $\varepsilon_{ст2}$ – відносне стиснення внаслідок повного розчинення пухирцевого повітря у розчині і набуває максимального значення і при зростанні тиску. Залежно від рухомості перекачуваного розчину ці величини становлять: для П 8 см –

$\varepsilon_{cm 2} = 3,3...3,5\%$, для П 10 см – $\varepsilon_{cm 2} = 2,0\%$, для П 12 см – $\varepsilon_{cm 2} = 1,5\%$
[76].

Залежність (2.32) дає можливість визначити об'ємний ККД розчинонасоса залежно від характеру зміни тиску в робочій камері з урахуванням реологічних та пружних властивостей перекачуваного розчину, спричиненого консистенцією розчину й законом руху робочого органа.

Також залежність (2.32), вказує на те, що тиск подачі розчину значною мірою впливає на зростання рівня пульсацій тиску за рахунок загальних втрат розчину і відповідно на об'ємний ККД розчинонасосів. Цей вплив буде тим більший, чим нижча рухомість розчину, зростаючий рівень тиску подачі та присутність шкідливого об'єму робочої камери, з огляду на розчинонасос, що досліджується відповідно П12 – 0,6 МПа, при П10 – 0,8 МПа, при П8 – 1,4 МПа тиску [10].

2.6 Моделювання процесу виникнення тиску у гідравлічній частині під час роботи розчинонасоса

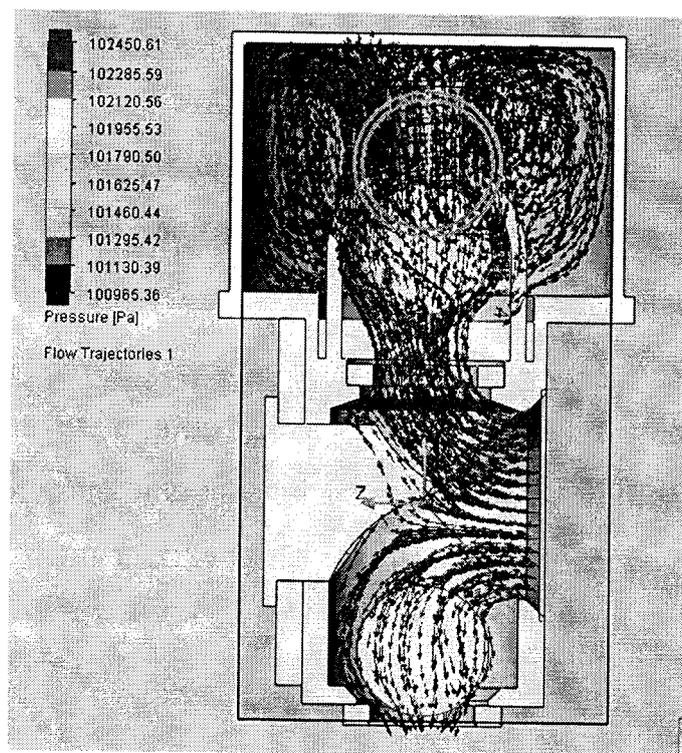


Рисунок 2.17 – Зображення процесу розподілення тиску у гідравлічній частині розчинонасоса

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

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

Висновки до 2 розділу

1. Розглянуто роботу однопоршневого розчинонасоса з використанням комбінованих компенсаторів №2 та №3.

2. Представлено залежності для визначення тиску подачі розчину в такті всмоктування $p_{\varphi_{min}}$ та такті нагнітання $p_{\varphi_{max}}$ залежно від закону руху робочого органа (поршня) за умови $0 \leq \varphi \leq \pi$; $0 \leq \varphi \leq \pi$ при використанні комбінованих компенсаторів, що розглядаються. Комбінований компенсатор №3 дозволяє зменшити пульсації тиску з 26% до 5%.

3 Розкрито механізм впливу тиску подачі розчину на об'ємний ККД розчинонасоса. Доведено, що тиск подачі розчину має певний вплив на об'ємний ККД розчинонасоса з причини стиснення пухирців повітря у розчині.

РОЗДІЛ 3.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ РОЗЧИНОНАСОСА КОМБІНОВАНИМИ КОМПЕНСАТОРАМИ

3.1 Програма досліджень

Експериментальні дослідження необхідні для дослідження робочих процесів однопоршневого розчинонасоса для визначення технічних параметрів.

Під час експериментальних досліджень необхідно вирішити наступні задачі:

- визначити рівень ступінів пульсацій тиску розчинонасоса з різними компенсаторами під час перекачування розчинів різної рухомості;
- визначити, об'ємний ККД, розчинонасоса під час перекачування розчинів різної рухомості який напряду залежить від рівня ступінів пульсацій тиску;
- провести дослідження та аналіз роботи закненої камери, як нового елемента комбінованого компенсатора

3.1.1 Експериментальне обладнання для визначення об'ємного ККД

Проведення експериментальних досліджень з визначення дійсного об'ємного ККД досліджуваного розчинонасоса створено експериментальний стенд, схеми яких наведено на рис. 3.1.

Для підвищення об'ємного ККД, а також ефективної роботи розчинонасоса під час оздоблювальних робіт на оброблювальні поверхні, необхідно експериментально визначити об'ємний ККД розчинонасоса з новими конструкціями компенсуючих пристроїв для зниження рівня пульсацій тиску за рахунок збільшення компенсуючого об'єму замкненої камери та впровадження у зільну камеру пристроїв підкачки для збільшення компенсуючого об'єму повітря зільної камери.

Метою експериментальних досліджень є підтвердження механізму впливу конструктивних рішень на рівень об'ємного ККД розчинонасоса.

№	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата	ГММ 602-МММ 015-00.00.000 ПЗ			
Зроб.		Роєнко		12.01	Експериментальні дослідження визначення параметрів роботи розчинонасоса комбінованими компенсаторами	Лім.	Лист	Листів
Звер.		Шаповал		12.01			62	
Зенік		Шаповал		12.01		Національний університет імені Юрія Кондратюка		
Зстр.		Васильєв		12.01		ННІІТР 2023 р.		
Зге		Овисенко		12.01				

3.2 Визначення об'ємного ККД розчинонасоса

3.2.1 Опис експериментального обладнання

Для проведення досліджень з визначення дійсного об'ємного ККД розчинонасоса було сформовано експериментальне обладнання, яке зображено на рис. 3.1.

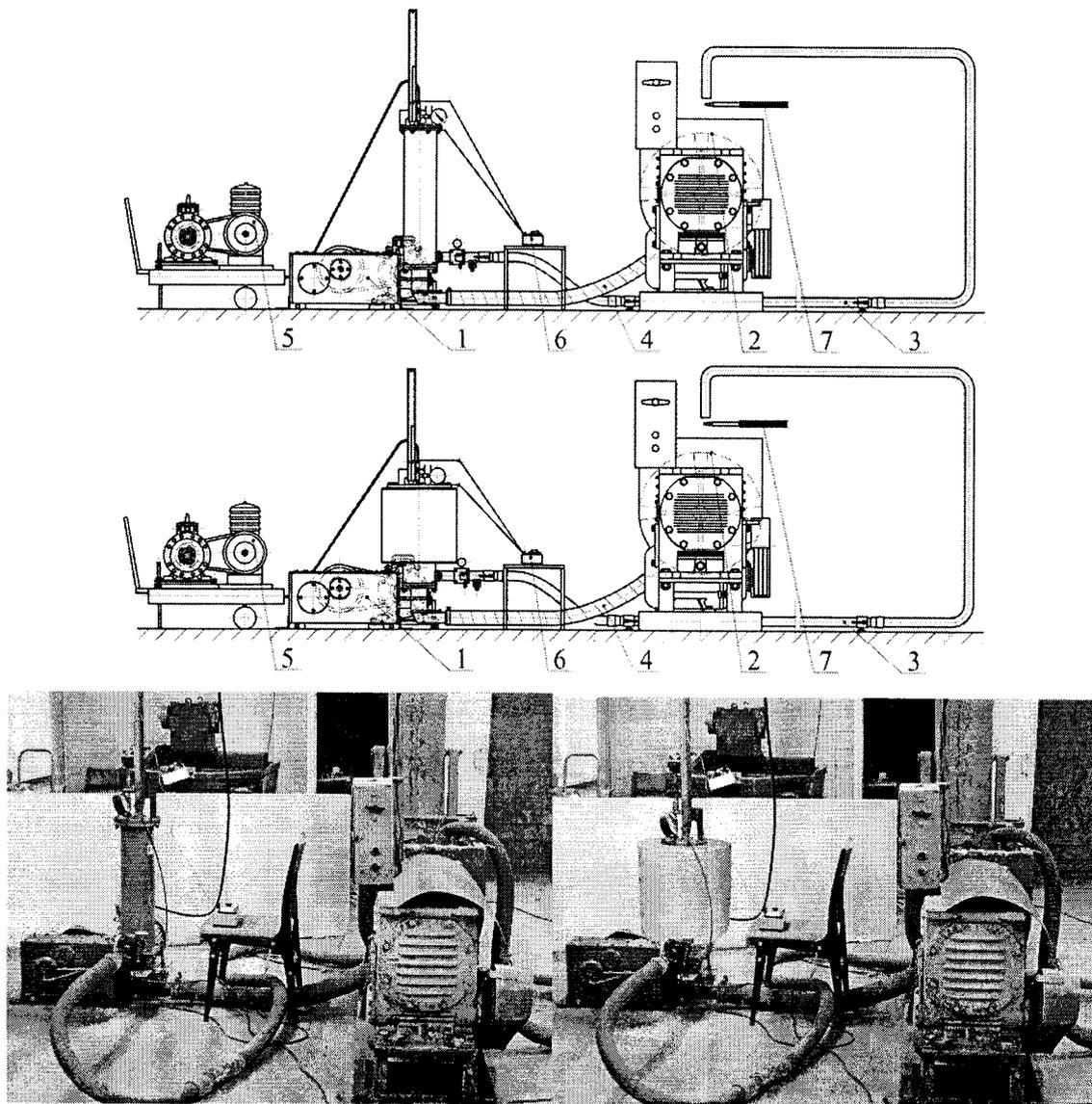


Рисунок 3.1 – Експериментальне обладнання для визначення об'ємного ККД розчинонасоса під час перекачування розчинів рухомістю Π 8, 10, 12 см і при середніх тисках подачі $p = 1,2$ МПа,: 1 – однопоршневий розчинонасос з комбінованим компенсатором №2, №3 ; 2 – розчинозмішувач; 3 – напірна магістраль; 5 – всмоктувальний патрубок; 6 – пересувний компресор; 7 – міліамперметр; 8 – спиртовий термометр

Лист	№ докум.	Підп.	Дата	

ГММ 602-мММ 015-00.00.000 ПЗ

Лист

63

Експериментальні дослідження проводились на дослідно-промисловому зразку розчинонасоса, який оснащений електроприводом з кривошипно-шатунним механізмом та комбінованим компенсаторами нових конструкцій, та призначений для транспортування будівельних розчинів різної рухомості під час оздоблювальних робіт. З таким компонуванням розчинонасос (рис. 2.7, 2.8) направлені на перекачування будівельних розчинів на рухомість $\Pi = 8 \dots 12$ см з фракцією заповнювача до 5 мм.

Обладнання має в складі: з розчинонасос 1, розчинозмішувач 2, нагнітальну магістраль зі гумотканинних та сталевих трубопроводів 3, 4, всмоктувальний патрубк 5 з армованого гумовотканинного рукава, компресор 6, міліамперметр 7 та спиртовий термометр 8.

Після проведення чергового виміру для очищення мірної ємності від залишків розчину застосовували шкребок.

Робота розчинонасоса, наближена до умов, що створені на будівельних майданчиках, при яких тиск подачі в нагнітальному патрубку підтримувався на рівні 1,0–1,2 МПа. Тиск подачі контролювали за допомогою штатних манометрів, що розміщені на нагнітальному трубопроводі та на компенсаторі. Температура розчину підтримувалася близько 20°C спиртовим термометром ТС-60 у якого діапазон показчика від 0 до 60 °C та ціна поділки 0,5 °C.

Рухомість вапняно-пісчаного розчину визначали конусом СТРОЙЦНИЛ. Спочатку проводили підготовку штукатурного розчин 1:3 відповідної рухомості методом вмісту води, та для забезпечення однорідності розчину прокачували по замкнутому контуру. Вимірювання рухомості здійснювалося три рази перед початком досліджень.

Точність експерименту досягалася кількістю дослідів, які в нашому випадку сягали п'яти повторів досліду.

Трудомісткість проведення експериментів та неможливість точно і достовірно підтримувати та визначити на необхідному рівні величини, що зимірюються – доцільно проводити п'ять повторів досліду.

					ГММ 602-МММ 015-00.00.000 ПЗ	Лист
Лист	№ докум.	Підп.	Дата			64

3.2.3 Експериментальне обладнання для визначення відносного стиснення пневмобалону, як складового елемента 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 автомобільних пружин на який було встановлено пневмобалон циліндричної форми зі стаканом, що представлено його графічно на рис 2.8 у вигляді замкненої камери компенсуючого пристрою №3.

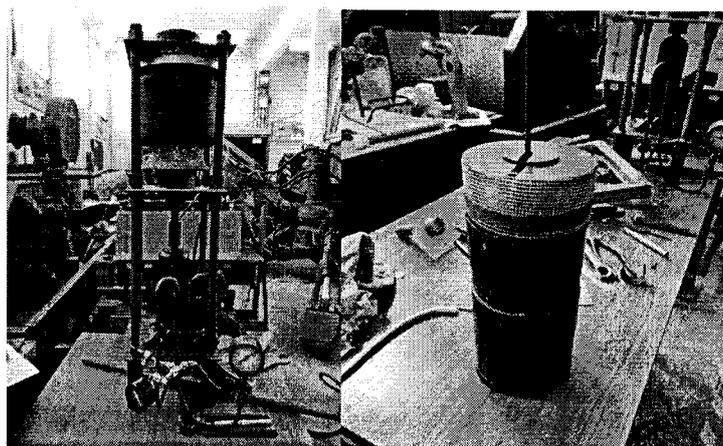


Рисунок 3.3 – Експериментальний стенд дослідження повздовжніх деформацій пневмобалона набір тягарців на штанзі

Представлений стенд рис. 3.3 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 направляючим манометром до 40 кг/см^2 . Також до верхнього корпусу пневмобалону через різьблення під'єднано еластичний патрубков зі штатним манометром до 6 кг/см^2 та нипелем, через який відбувається закачування стисненого повітря у пневмобалон.

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

Процес дослідження відбувся з виміру початкових лінійних розмірів пневмобалона довжина якого сягає $l_0=323$ мм рис. 3.4.

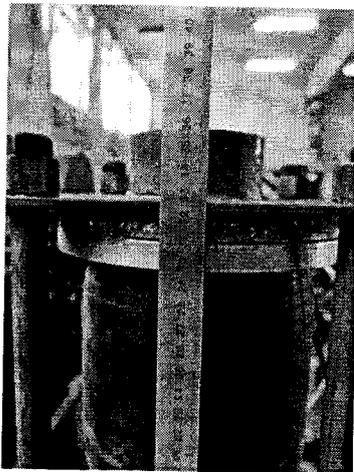


Рисунок 3.4 – Визначення початкових лінійних розмірів пружних елементів

3.2.4 Експериментальне обладнання для визначення відносного насичення повітрям вільної камери компенсатора

Представлене експериментальне обладнання рис. 3.5 необхідне для визначення відносної зміни об'єму повітря у вільній камері компенсатора під час статичного положення розчинонасоса при різних вмістах об'ємів повітря та різнину різної рухомості.

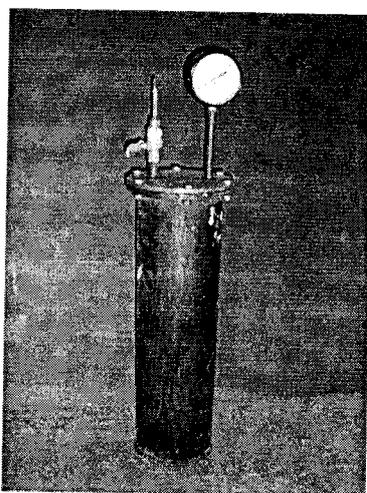


Рисунок 3.4 – Стенд дослідження насичення повітрям вільної камери компенсатора

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, що є аналогом вільної камери компенсатора №2 та глухої кришки, яка оснащена патрубками до яких приєднано кульовий кран з ніпелем підкачування стисненого повітря у вільну камеру, та штатний манометр з діапазоном вимірювань 0-1,6 кг/см² з ціною поділки 0,05 кг/см².

3.3 Визначення об'ємного ККД однопоршневого розчинонасоса

Після проведення експериментальних досліджень визначаємо величину об'ємного ККД розчинонасоса як відношення фактичної подачі до теоретичної

$$\eta_{об} = \frac{Q_{ф}}{Q_{т}} \quad (3.1)$$

де $Q_{ф}$ – фактична подача розчинонасоса, $Q_{т}$ – теоретична подача розчинонасоса.

Величина фактичної подачі $Q_{ф}$ визначається експериментально за часом t заповнення розчином мірної ємності

$$Q_{ф} = \frac{V_{мє}}{t} = \frac{0,06}{t}, \frac{м^3}{с} \quad (3.2)$$

де $V_{мє}$ – мірна ємність об'ємом 60 дм³.

Теоретична подача визначається в залежності від конструктивних параметрів та характеристик приводу розчинонасоса

$$Q_{т} = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \cdot L_n \cdot \frac{n_n}{60}, \quad (3.3)$$

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

3.3.1 Вивчення впливу компенсуючого об'єму повітря компенсаторів на об'ємний ККД

Метою експериментальних досліджень є встановлення раціонального приведенного об'єму компенсатора розчинонасоса для досягнення високого рівня об'ємного ККД розчинонасоса при помірних пульсаціях 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°.

Таблиця 3.1 – Значення об'ємного ККД розчинонасоса залежно від конструктивних параметрів всмоктувальної камери і клапанів, рухомості перекачуваного розчину

Рухомість розчину	Об'ємний ККД розчинонасоса залежно від приведенного об'єму у компенсаторі та рухомості розчину				
Розчинонасос з комбінованим компенсатором №2					
Об'єм компенсатора	$V_{\text{комп}} = 13, \text{дм}^3$	$V_{\text{комп}} = 17, \text{дм}^3$	$V_{\text{комп}} = 25, \text{дм}^3$	$V_{\text{комп}} = 30, \text{дм}^3$	$V_{\text{комп}} = 38, \text{дм}^3$
Г 3	48	54,4	58,3	69,6	74,8
Г 3,5	61,6	68,6	75,1	86	88,8
Г 4	78	84,3	88,7	92,8	95
Г 10	88,3	92,2	95,5	97,7	98,3
Г 11	91,5	94,5	96,8	98,1	98,7
Г 12	94	95,6	98	98,8	99,2
Розчинонасос з комбінованим компенсатором №3					
Об'єм компенсатора	$V_{\text{комп}} = 41, \text{дм}^3$	$V_{\text{комп}} = 47, \text{дм}^3$	$V_{\text{комп}} = 55, \text{дм}^3$	$V_{\text{комп}} = 65, \text{дм}^3$	$V_{\text{комп}} = 75, \text{дм}^3$
Г 3	59,8	64,4	69,3	76,2	81
Г 3,5	68,9	76,4	84,7	88,1	89,8
Г 4	83,2	87,3	91,4	93,9	95,3
Г 10	90,1	93,2	95,8	97,2	98,4
Г 11	91,8	94,7	96,6	97,8	98,9
Г 12	93,2	95,8	97,8	98,4	99,6

Під час експериментальних досліджень здійснювалося варіювання приведеними об'ємами комбінованими компенсаторами №2, №3 (табл. 3.1, рис.2.7, 2.8)

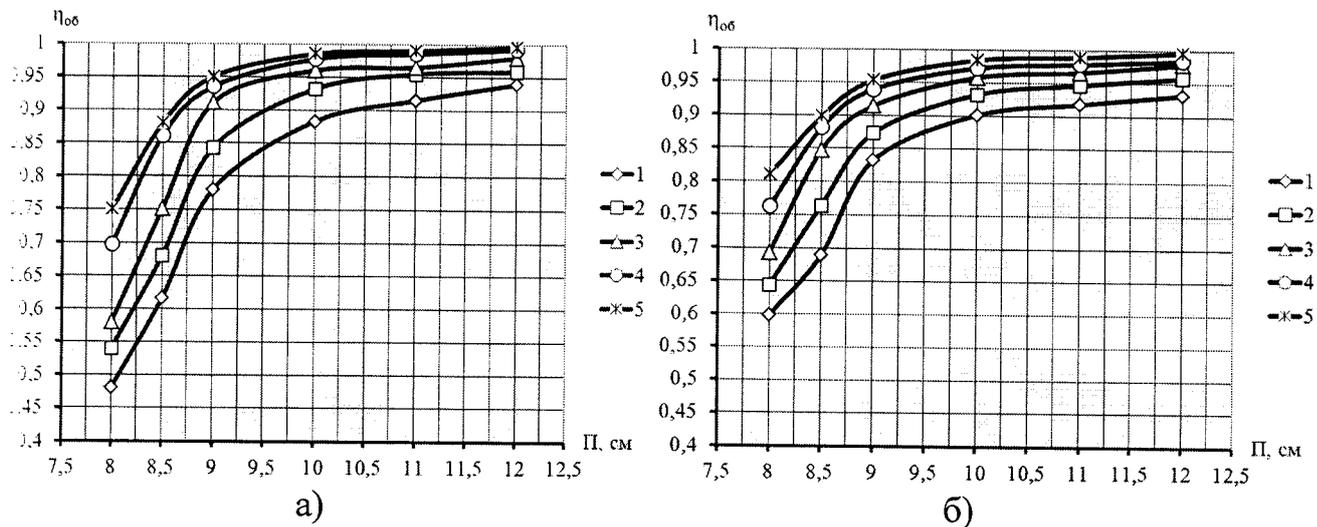


Рисунок – 3.5 Графічні залежності об'ємного ККД розчинонасоса від рухомості перекачуваного розчину при різних приведених об'ємах компенсаторів : а) для компенсатора №2 1 – $V_{\text{комп}} = 13, \text{ дм}^3$; 2 – $V_{\text{комп}} = 17, \text{ дм}^3$; 3 – $V_{\text{комп}} = 25, \text{ дм}^3$; 4 – $V_{\text{комп}} = 30 \text{ дм}^3$; 5 – $V_{\text{комп}} = 38, \text{ дм}^3$ б) для компенсатора №3 1 – $V_{\text{комп}} = 41, \text{ дм}^3$; 2 – $V_{\text{комп}} = 47, \text{ дм}^3$; 3 – $V_{\text{комп}} = 55, \text{ дм}^3$; 4 – $V_{\text{комп}} = 65 \text{ дм}^3$; 5 – $V_{\text{комп}} = 75, \text{ дм}^3$

Дослідження показали, що об'ємний ККД розчинонасоса з комбінованим компенсатором №2 (рис. 3.5, а крива 1,) значно нижче ніж у розчинонасоса з комбінованим компенсатором №3 (рис. 3.5, б крива 1,), що пояснюється значною різницею у приведеному компенсаційному об'ємі компенсатора на 28 дм^3 . Це також можна пояснити конструктивними особливостями компенсаторів у яких площа контакту замкненої камери з перекачуваним середовищем у компенсатора №2 значно менше, що тим самим зменшує його компенсуючу дію. Також спостерігається низький рівень об'ємний ККД розчинонасоса на рухомостях $\Pi=8-9 \text{ см}$, що пояснюється зростаючою амплітудою між мінімальним тиском p_{min} і максимальним тиском p_{max} . Також менша інерційність і текучість розчинів суттєво впливає на компенсаційну 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 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.

3.3.2 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; об'єм повітря у компенсаторі приведений до атмосферних умов. Були 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 ОК від 8 до 10 см та різних кутах нахилу перегородки рісненого конуса (від 30° до 60°).

Тому, у якості «нульового рівня», були прийняті такі значення параметрів: ОК 9 см, $p = 1,5$ МПа, $\alpha = 45^\circ$, інтервали варіювання яких наведено у таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – 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	Об'єм повітря у компенсаторі приведений до атмосферних умов	$V_{комп}$	дм ³	41	47	-	65	75

У результаті статистичної обробки було отримане рівняння, яке пов'язує об'ємний ККД розчинонасосу з факторами, що впливають на його ефективність роботи. Для точності розрахунку було введено для рухомості суміші дробний рівень – 0,5 (ОК8,5 см), так як на інтервалі рухомостей розчину від ОК8 см до ОК9 см відбувається різке підвищення об'ємного ККД розчинонасосу.

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. 3.3) 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 обробляють з використанням методів математичної статистики, одержуючи при цьому алгебраїчне рівняння, яке відображає зв'язок між об'ємним ККД $\eta_{об}$ \hat{y} 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 3.3 – План проведення експерименту

№ досліду	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 (3.8) 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 накреслені графіки залежності об'ємного ККД розчинонасосу від параметрів, що впливають на його ефективність (рис. 3.6).

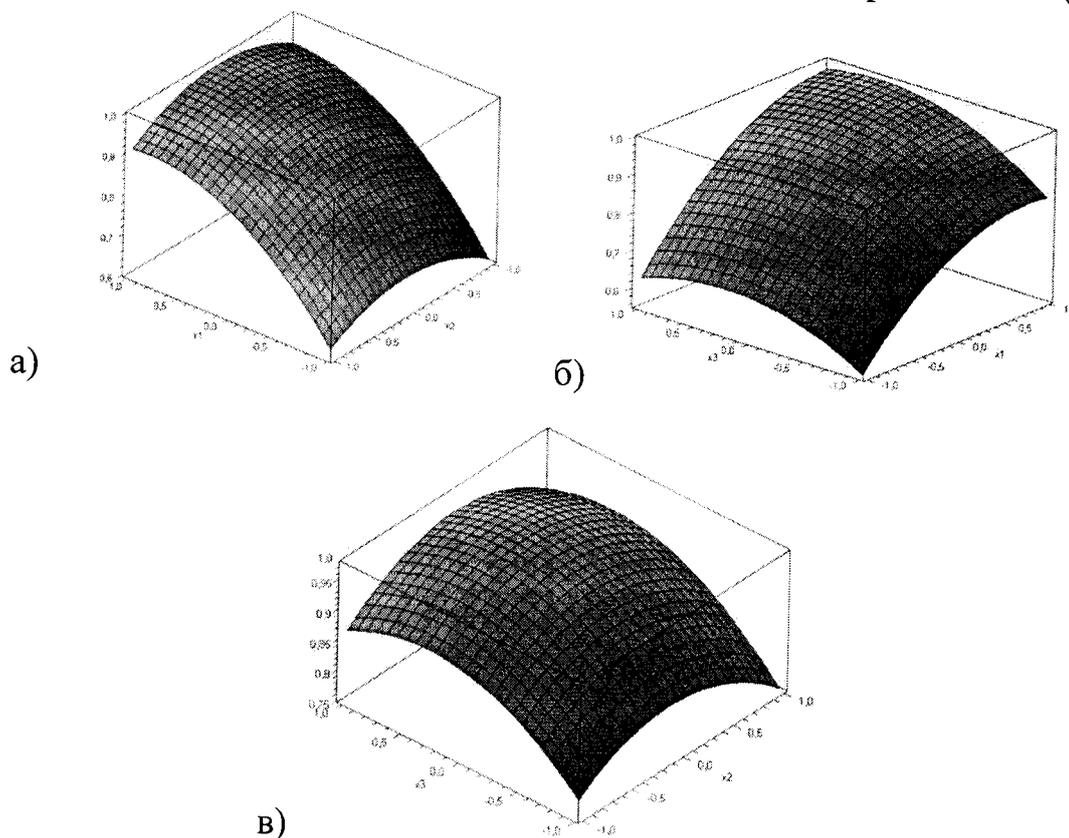


Рисунок 3.6 – Залежність об'ємного ККД розчинонасоса: а) від рухомості та середнього тиску подачі розчину; б) від рухомості розчину та кута нахилу спеціальної вставки; в) від середнього тиску подачі розчину та кута нахилу спеціальної вставки

Аналіз кривих, що наведені на рис. 3.13, дозволив виявити оптимальні параметри значення об'ємного ККД розчинонасосу з введеним усіченим циліндром та встановленою на нього перегородкою під кутом α . Для будівельних розчинів з рухомістю ОК 8–10 см найоптимальнішим кутом нахилу перегородки є $\alpha = 45^\circ$. Збільшення середнього тиску подачі розчину при рухомості менше ОК 8,5 см не дає суттєвого підвищення об'ємного ККД розчинонасосу – за рахунок стиснення нерозчиненого та замішаного повітря.

Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ 602-МММ 015-00.00.000 ПЗ

Лист

7.5

Але при рухомості більше 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.

Таким чином, можливо констатувати, що розчинонасос, який оснащено електромеханічним приводом комбінованим з комбінованим компенсатором №3: зменшився ступінь пульсації тиску розчину на 15%; збільшилася продуктивність на 23% та знизилася витрати потужності на 21%.

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 показника від 1,4 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:

$$k = \frac{F}{L}, \quad (3.7)$$

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

тумотканинного 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 частину.

Графічні залежності коефіцієнта жорсткості, від тиску стиснення пневмоболона представлено на (рис. 3.7).

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

$$\hat{y}_i = a \cdot x^2 + b \cdot x + c \quad (3.8)$$

де a, b, c – константи рівняння.

Для визначення констант використовують систему рівнянь

$$\begin{cases} a \cdot \sum x_i^2 + b \cdot \sum x_i + n \cdot c = \sum y_i \\ a \cdot \sum x_i^3 + b \cdot \sum x_i^2 + c \cdot \sum x_i = \sum x_i \cdot y_i \\ a \cdot \sum x_i^4 + b \cdot \sum x_i^3 + c \cdot \sum x_i^2 = \sum x_i^2 \cdot y_i \end{cases} \quad (3.9)$$

За (3.9) $a = 11199,4$; $b = -1384,8$; $c = -2252,9$, а отже залежність матиме вигляд

$$y = 11199,4 \cdot x^2 - 1384,8 \cdot x - 2252,9 \quad (3.10)$$

Коефіцієнт кореляції визначається за залежністю

$$R = \sqrt{1 - \frac{\sum (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum (y_i - \bar{y})^2}} \quad (3.11)$$

де

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum y_i \quad (3.12)$$

Переважною мірою залежності (3.4) 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 3.1 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.

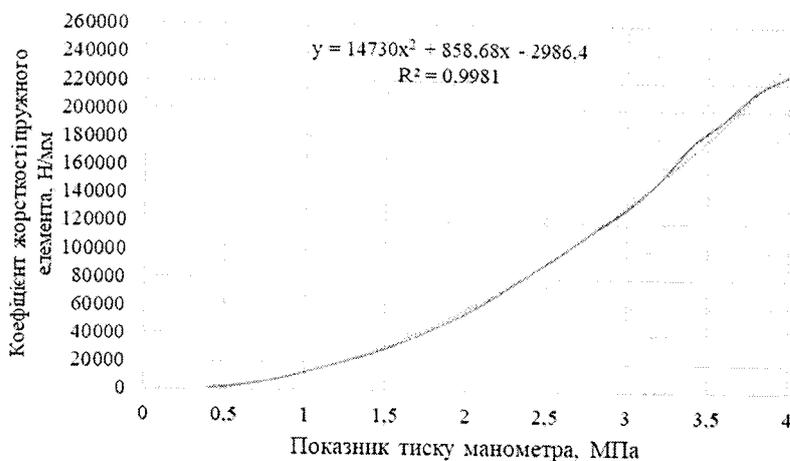


Рисунок 3.7 – Залежність зміни коефіцієнта жорсткості пневмобалона ($P_5=0,05$ МПа) автомобіля Opel Vivaro.

Таблиця 3.4 – Експериментальні дані коефіцієнта жорсткості пневмобалона автомобіля Opel Vivaro, 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-е		
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

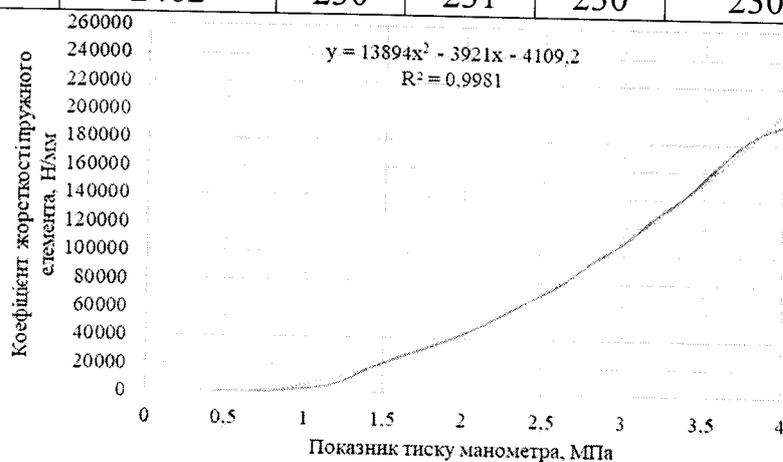


Рисунок 3.8 – Експериментальні дані коефіцієнта жорсткості пневмобалона автомобіля Opel Vivaro, як замкненої камери компенсатора при тиску ($P_B=0,1$ МПа)

Таблиця 3.5 – Експериментальні дані коефіцієнта жорсткості пневмобалона автомобіля Opel Vivaго, 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-є		
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

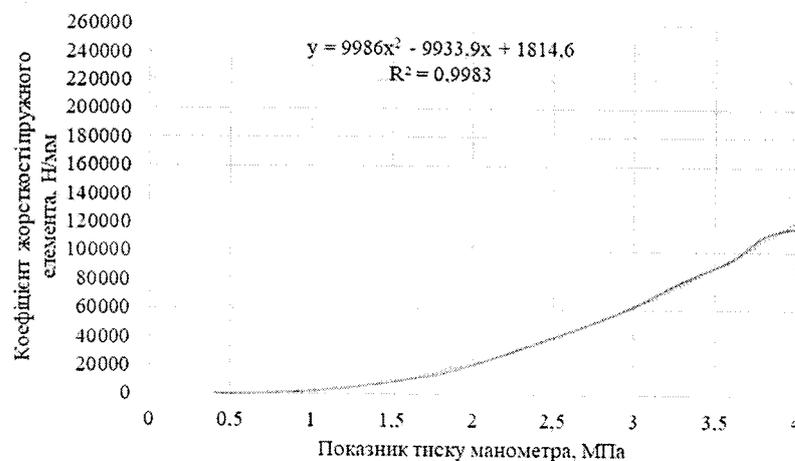


Рисунок 3.9 – Експериментальні дані коефіцієнта жорсткості пневмобалона автомобіля Opel Vivaго, як замкненої камери компенсатора при тиску ($P_B=0,15$ МПа)

Таблиця 3.6 – Експериментальні дані коефіцієнта жорсткості пневмобалона автомобіля Opel Vivaro, як замкнутої 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-е		
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

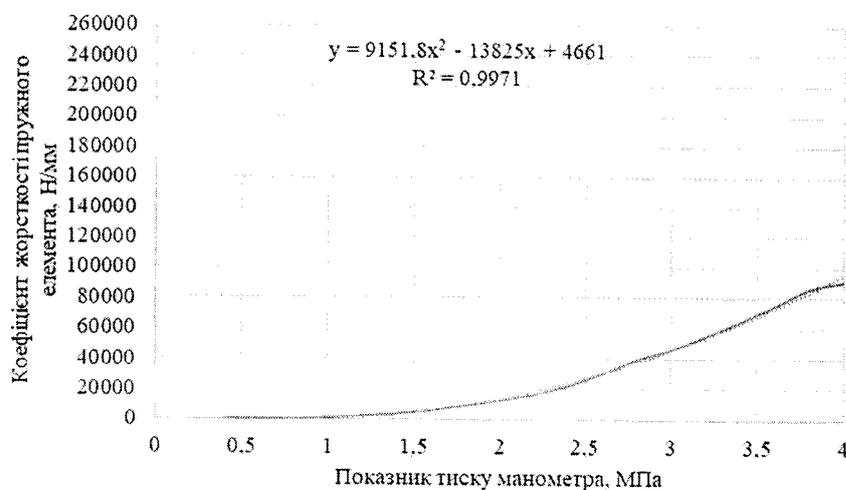


Рисунок 3.10 – Експериментальні дані коефіцієнта жорсткості пневмобалона автомобіля Opel Vivaro, як замкнутої камери компенсатора при тиску ($P_B=0,2$ МПа).

Таблиця 3.7 – Експериментальні дані коефіцієнта пружності пневматичного пружного елемента ($P_B=0,2$ МПа) задньої підвіски автомобіля Opel Vivaro.

№ 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	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

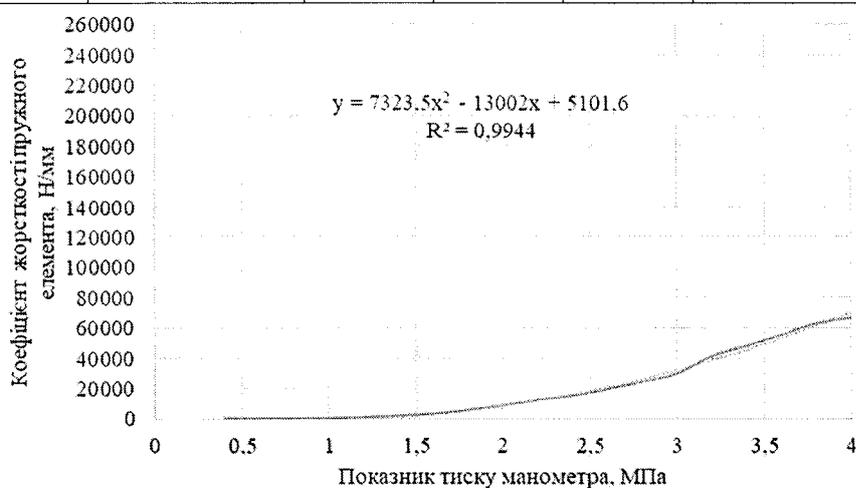


Рисунок 3.11 – Експериментальні дані коефіцієнта жорсткості пневмобалона автомобіля Opel Vivaro, як замкненої камери компенсатора при тиску ($P_B=0,25$ МПа).

Таблиця 3.5 – Експериментальні дані коефіцієнта пружності пневматичного пружного елемента ($P_B=2$ атм) задньої підвіски автомобіля Opel Vivaro.

№ 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 3.7 – 3.11 приходимо до висновку, що експериментальне дослідження виконані з мінімальними похибками, про що свідчить коефіцієнт детермінації. Досліджуваний максимальний коефіцієнт жорсткості пневматичного пружного елемента 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 деформація 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).

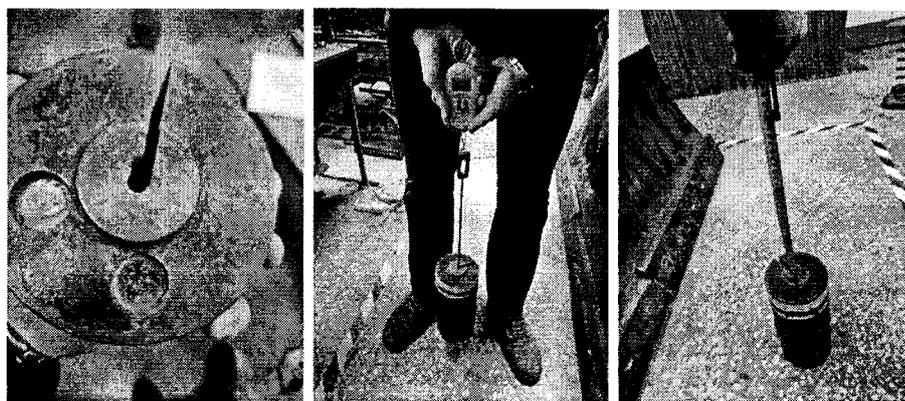


Рисунок 3.12 – Підготовка вагових тягарців для проведення експериментальних досліджень

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 3.13.

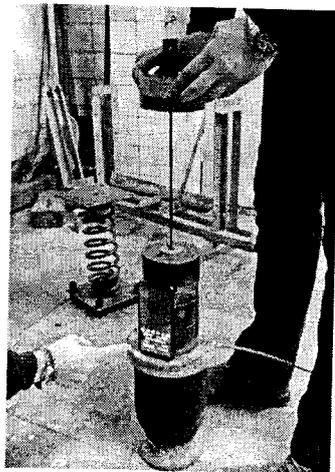


Рисунок 3.13 – Процес зняття діаграм затухання.

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 3.14 – 3.16 будуть зображені лише вони.

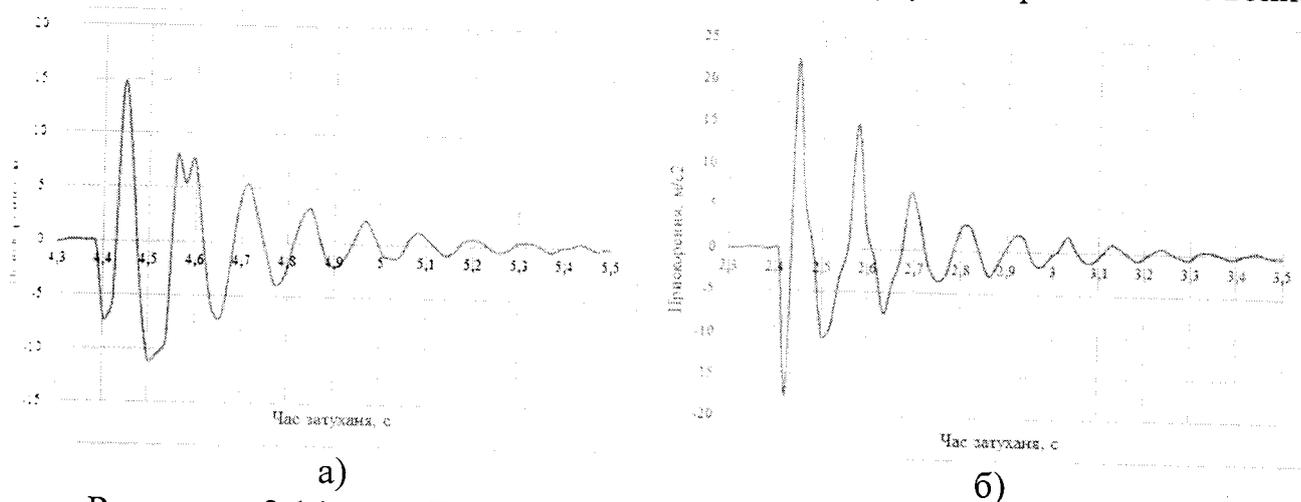
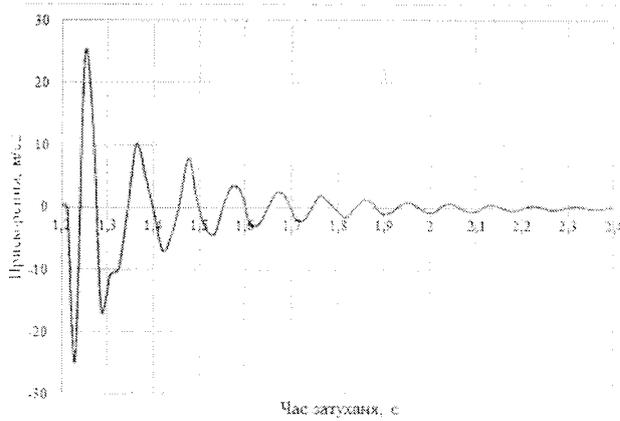
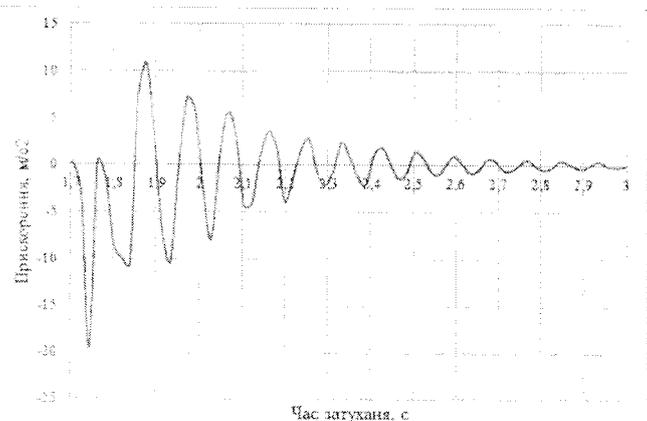


Рисунок 3.14 – Експериментально визначений процес затухання вертикальних коливань пневмобалона автомобіля Opel Vivaro, як замкненої камери компенсатора а) при ($P_B=0,05$ МПа) б) при ($P_B=0,1$ МПа)



а)



б)

Рисунок 3.15 – Експериментально визначений процес затухання вертикальних коливань пневмобалона автомобіля Opel Vivaro, як замкнутої камери компенсатора а) при ($P_B=0,15$ МПа) б) при ($P_B=0,2$ МПа)

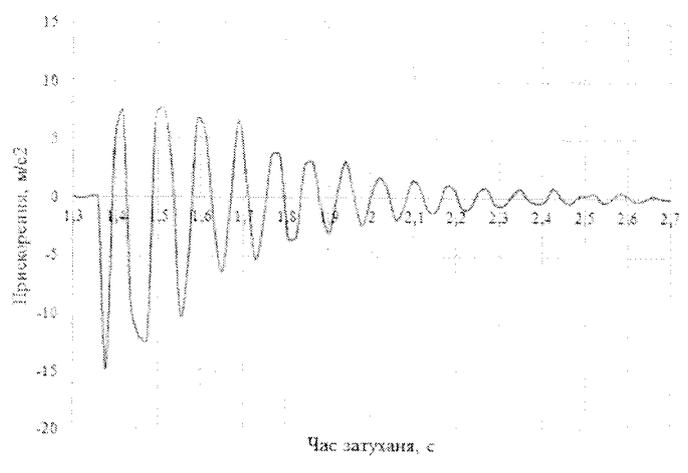


Рисунок 3.16 – Експериментально визначений процес затухання вертикальних коливань пневмобалона автомобіля Opel Vivaro, як замкнутої камери компенсатора при ($P_B=0,25$ МПа)

Визначені графічні залежності на (рис. 3.14 – 3.16) дають дісний час затухання коливань:

- для пневмобалону при $P_B=0,05$ МПа – 1,02 с;
- для пневмобалону при $P_B=0,1$ МПа – 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 пневобалоні, як замкненій камері компенсатора використано методику професора Крота О.Ю. [9].

За отриманими експериментально графіками (рис. 3.14-3.16) визначаємо:

- 1) період та частоту коливань пневобалона;
- 2) логарифмічний декремент коливань;
- 3) коефіцієнт в'язкого опору середовища (у диференційному рівнянні коливань);
- 4) жорсткість "с" пневобалона;
- 6) отримаємо (з числовими значеннями коефіцієнтів) рівняння затухаючих коливань пневобалона.

Вибірково приведено визначення залежності для пневобалону при $P_Б=0,1$ МПа.

На відрізок п'яти повних циклів коливань укладається близько 5 поділок шкали. 1 поділка – 0,1 с.

Отже, умовний період затухання коливань, с, дорівнює

$$T_1 = \frac{2,91 - 2,43}{5} = 0,096. \quad (3.13)$$

$$\text{Кругова частота, } \frac{\text{рад}}{\text{с}} \quad k = \frac{2\pi}{T_1} \quad (3.14)$$

$$k = \frac{2 \cdot 3,14}{0,096} = 65,45 \quad (3.15)$$

Визначаємо логарифмічний декремент коливань (декремент затухання).

Натуральний логарифм відношення амплітуд коливань, що слідує 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 3.8 – Амплітуди коливань пневмобалона п'яти періодах (рис. 3.15, 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

$$\delta = \ln \left(\frac{\frac{a_1}{a_2} + \frac{b_1}{b_2} + \frac{a_2}{a_3} + \frac{b_2}{b_3} + \frac{a_3}{a_4} + \frac{b_3}{b_4} + \frac{a_4}{a_5} + \frac{b_4}{b_5}}{8} \right) \quad (3.16)$$

$$\delta = \ln \left(\frac{\frac{-17,07}{-10,38} + \frac{21,91}{14,89} + \frac{-10,38}{-7,47} + \frac{14,89}{6,72} + \frac{-7,47}{-3,5} + \frac{6,72}{3,12} + \frac{-3,5}{-2,9} + \frac{3,12}{1,97}}{8} \right) = 0,545 \quad (3.17)$$

Загальноприйняте диференційне рівняння гармонічних коливань

$$m \cdot \ddot{x} + \alpha \cdot \dot{x} + c \cdot x = 0. \quad (3.18)$$

Позначення, що використовуються при масі вантажу $m = 4$ кг.

$$n = \frac{\alpha}{2m}, \quad (3.19)$$

$$k_1 = \sqrt{k^2 - n^2}. \quad (3.20)$$

$$k_1 = \sqrt{65,45^2 - 5,68^2} = 65,696. \quad (3.21)$$

Власна частота коливань системи

$$k = \sqrt{\frac{c}{m}}. \quad (3.22)$$

Тоді

$$n = \frac{\delta}{T_1}, \quad (3.23)$$

$$n = \frac{0,545}{0,096} = 5,68 \frac{1}{c}. \quad (3.24)$$

Тоді коефіцієнт в'язкого опору, $\frac{Hc}{M}$

$$\alpha = 2mn, \quad (3.25)$$

$$\alpha = 2 \cdot 4 \cdot 5,68 = 45,436. \quad (3.26)$$

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 ($v_0 \approx 0$).

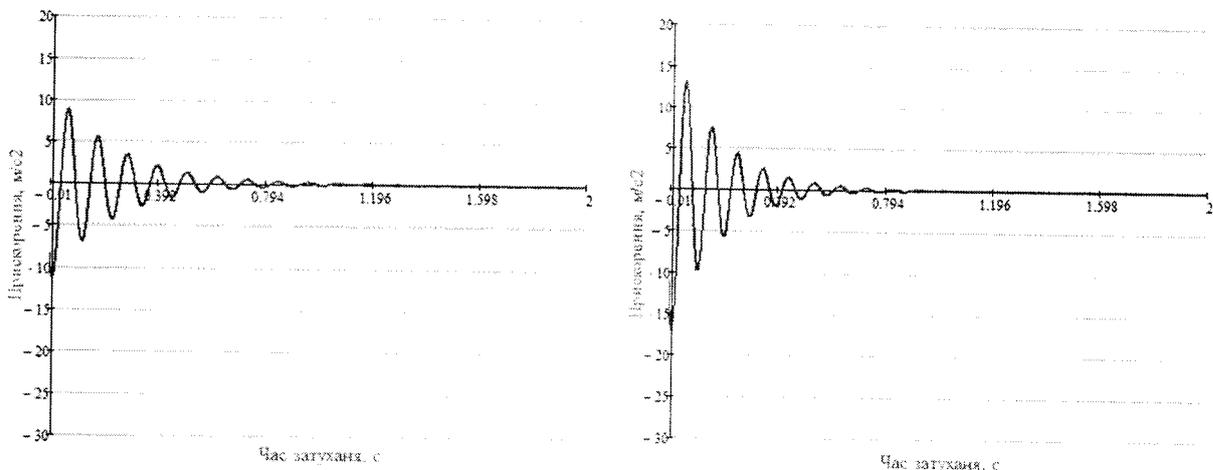
Рівняння затухаючих коливань для системи що розглядається матиме вигляд:

$$x(t) = e^{-nt} \left(x_0 \cdot \cos k_1 t + \frac{v_0 + n \cdot x_0}{k_1} \cdot \sin k_1 t \right) \quad (3.27)$$

Після проведених розрахунків отримаємо

$$x(t) = e^{-5,68t} (-17,07 \cdot \cos 65,45 \cdot t - 5,94 \cdot \sin 65,696 \cdot t) \quad (3.28)$$

Отриманий вираз (3.28) 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. 3.32).



а)

б)

Рисунок 3.17 – Математично визначений процес затухання вертикальних коливань у пневмобалона автомобіля Opel Vivaro: а) при ($P_5 = 0,05$ МПа); б) при ($P_5 = 0,1$ МПа)

За аналогією отримано графічні залежності (рис. 3.17-3.19) 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.

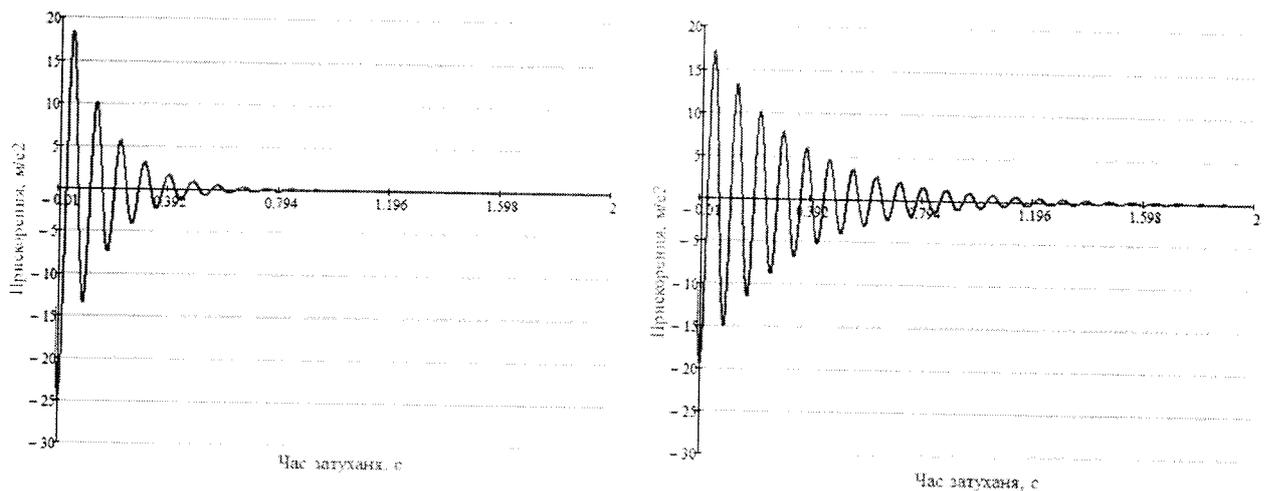


Рисунок 3.18 – Математично визначений процес затухання вертикальних коливань у пневмобалона автомобіля Opel Vivaro: а) при ($P_B = 0,15$ МПа); б) при $P_B = 0,2$ МПа)

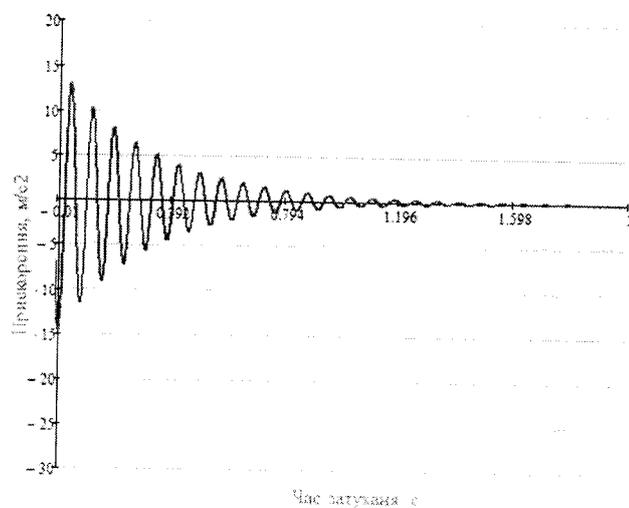


Рисунок 3.19 – Математично визначений процес затухання вертикальних коливань у пневмобалона автомобіля Opel Vivaro: при ($P_B = 0,25$ МПа)

Кількість коливань до повного затухання на графічних залежностях отриманих математичним шляхом (рис. 3.17-3.19) 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 ступеня пульсацій тиску розчину у трубопроводі розчинонасосом з компенсаторами, що досліджуються

Проведено експериментальні дослідження на стенді (рис. 3.1) для підтвердження теоретичного дослідження визначення параметрів робочого процесу комбінованих компенсаторів №2, № 3 розчинонасоса. Здійснено фіксацію та запис діаграм тиску розчину насоса з комбінованого компенсатора №2 при приведеному компенсаційному об'ємі 38 дм³ повітря (30 дм³ повітря знаходиться у замкненій камері і 8 л у вільній камері) і з комбінованим компенсатором №3 при приведеному компенсаційному об'ємі 75 дм³ повітря (50 л повітря знаходиться у замкненій камері і 25 дм³ у циліндричній камері). результат фіксації і запису діаграм тиску розчину визначено ступінь пульсацій подачі при різних рухомостях розчину.

Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ 602-МММ 015-00.00.000 ПЗ

Лист

91

Результати графічних залежностей тиску подачі наведені фіксації тазапису діаграм розчинонасоса на рис. 3.20-3.11, а величини ступеню пульсації подачі розчину у табл. 3.3 та на рис. 3.12.

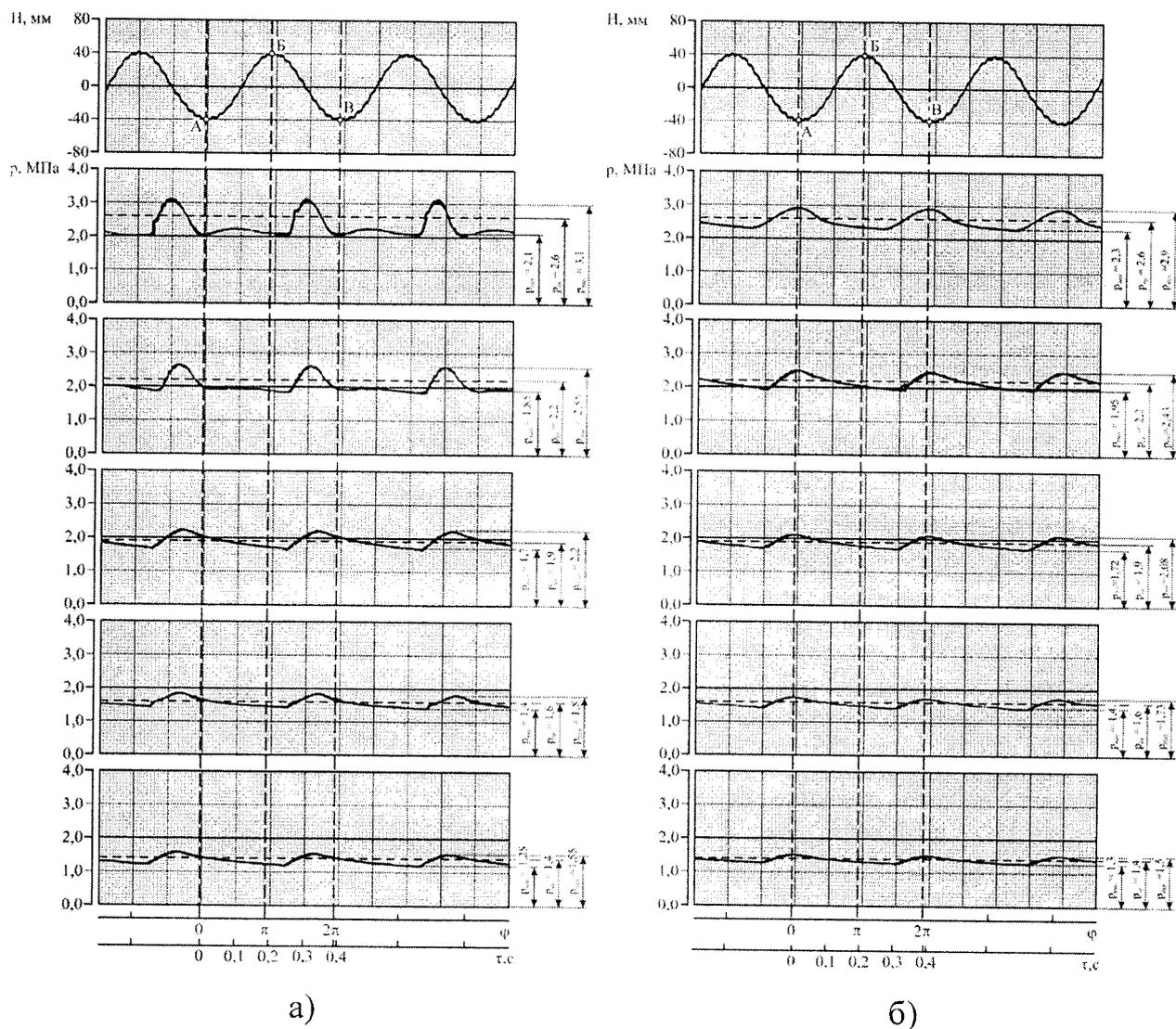


Рисунок 3.20 – Діаграми тиску розчину розчинонасоса при перекачуванні розчину П=8 см: а – з комбінованим компенсатором №2; б – з комбінованим компенсатором №3

Величина пульсацій тиску δ визначається за формулою (2.10) (див. п. 2.2)

$$\delta = \frac{P_{max} - P_{min}}{P_{cp}} \cdot 100, \% \quad (3.29)$$

де P_{cp} – середній тиск подачі розчину за цикл, $P_{cp} = \frac{P_{max} + P_{min}}{2}$.

Експериментальні величини ступеню пульсацій тиску подачі розчину узгоджуються з теоретичними.

Графічні залежності рис. 3.23 свідчать про те, що значно ефективніше працює розчинонасос з компенсатором №3 ступінь пульсацій тиску якого залежно від тиску розчину та рухомості розчину менше на 22...26%.

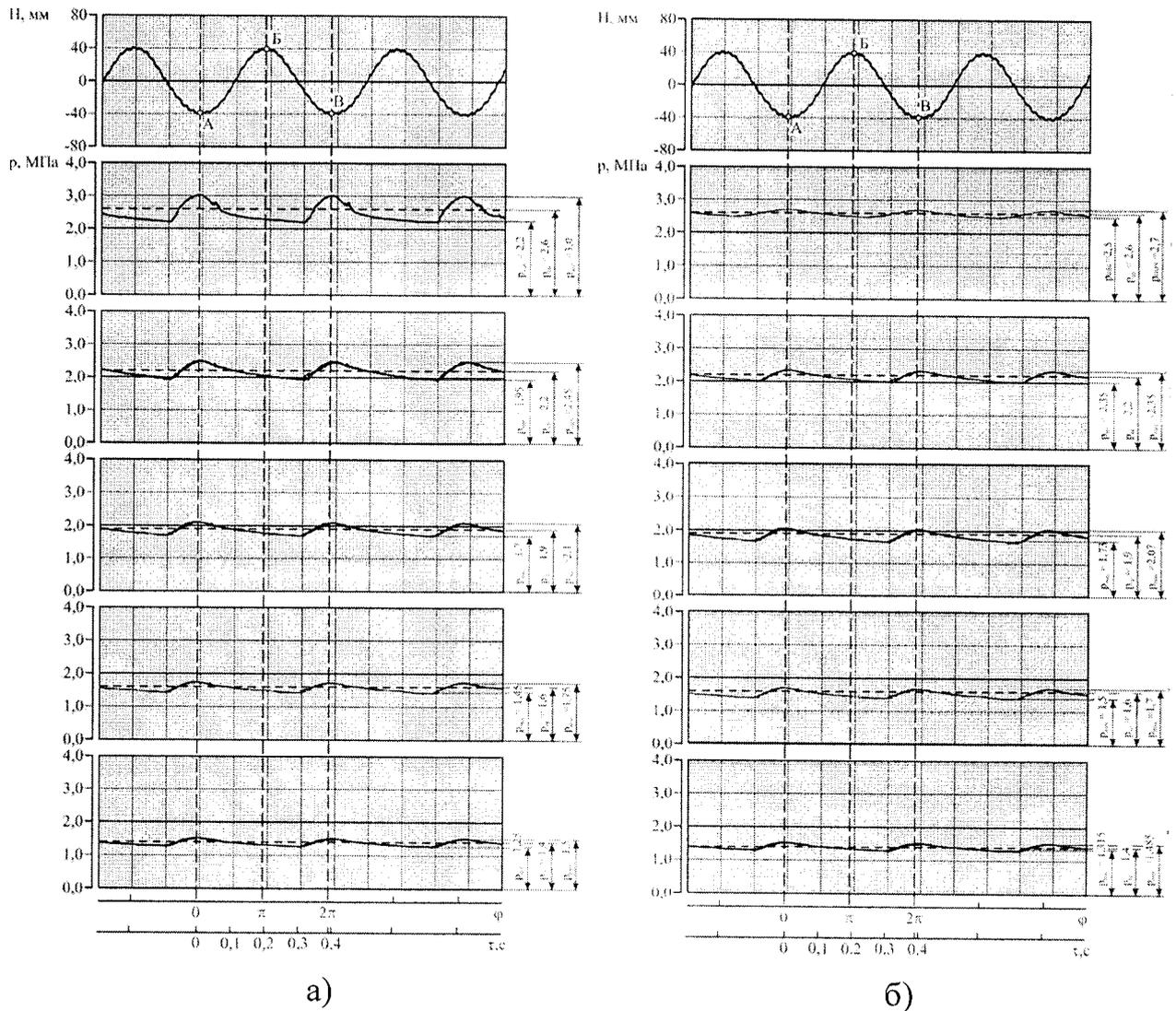
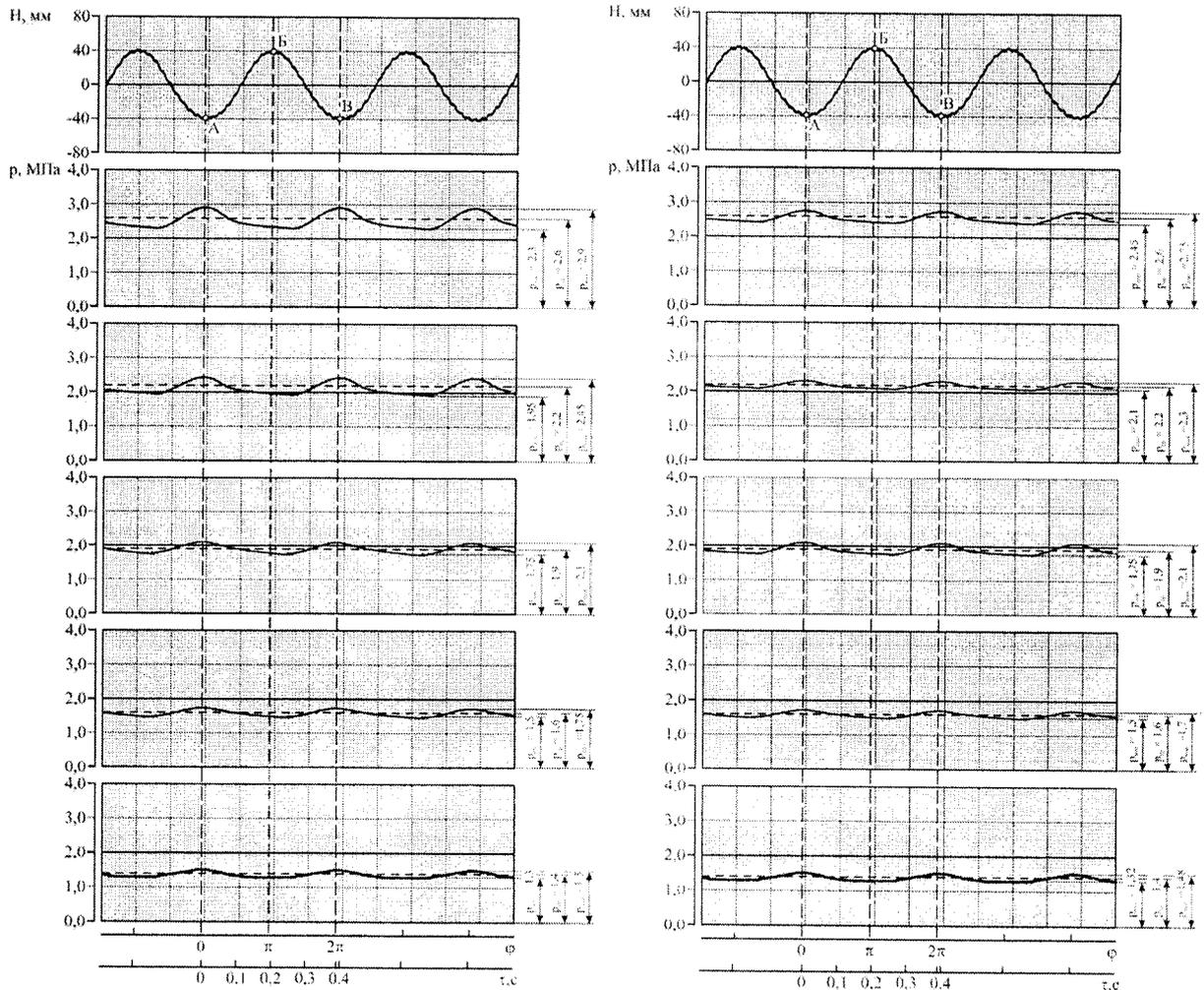


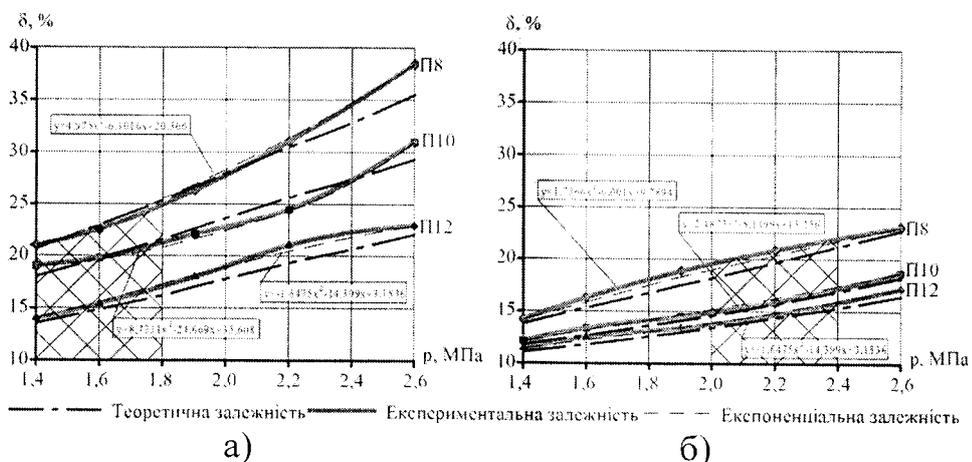
Рисунок 3.21 – Діаграми тиску розчину розчинонасоса при перекачуванні розчину $\Pi=10$ см а – з комбінованим компенсатором №2; б – з комбінованим компенсатором №3



а)

б)

Рисунок 3.22 – Діаграми тиску розчину розчинонасоса при перекачуванні розчину П=12 см а – з комбінованим компенсатором №2; б – з комбінованим компенсатором №3



а)

б)

Рисунок 3.23 – Графічні залежності ступеня пульсацій від середнього тиску розчину: \diamond – при П 8 см; \square – при П 10 см; Δ – при П 12 см а) з комбінованим компенсатором №2; б) з комбінованим компенсатором №3

Таблиця 3.3 – Значення ступеню пульсацій тиску подачі розчину з використанням компенсаторів різних конструкцій

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 №2				
П8	3,1	2,1	2,6	38,5
	2,55	1,85	2,2	31
	2,2	1,7	1,9	26,3
	1,78	1,42	1,6	22,5
	1,55	1,25	1,4	21
П10	3,0	2,2	2,6	31
	2,47	1,93	2,2	24,5
	2,11	1,69	1,9	22,1
	1,75	1,45	1,6	19,8
	1,5	1,25	1,4	18
П12	2,9	2,3	2,6	23
	2,45	1,95	2,2	22,7
	2,1	1,75	1,925	18
	1,75	1,5	1,625	15,4
	1,5	1,3	1,4	14
Однопоршневий розчинонасос з комбінованим компенсатором №2				
П8	2,9	2,3	2,6	23,1
	2,43	1,97	2,2	20,9
	2,08	1,72	1,9	18,9
	1,73	1,47	1,6	16,3
	1,5	1,3	1,4	14,2
П10	2,7	2,5	2,6	18,7
	2,35	2,05	2,2	15,9
	2,07	1,73	1,9	14,5
	1,7	1,5	1,6	13,4
	1,485	1,315	1,4	12,1
П12	2,75	2,45	2,6	17,2
	2,3	2,1	2,2	14,7
	2,05	1,75	1,9	13,4
	1,7	1,5	1,6	12,5
	1,48	1,32	1,4	11,4

3.7 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 №2 заповнювалося будівельним розчином відповідно до ізотермного процесу

$$V_2 = V_1 \frac{p_1}{p_2}; \quad p_2 = p_1 \frac{V_1}{V_2}; \quad (3.30)$$

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

$$V'_{кор} = V_1 - V_2, \quad (3.31)$$

Підставивши в у залежність (3.30) маємо

$$V'_{кор} = V_1 \cdot \left(1 - \frac{p_1}{p_2}\right) = V_k \cdot \left(1 - \frac{p_1}{p_2}\right), \quad (3.32)$$

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 зарядження компенсатора повітряного і позначати $p_{поч}$ і тиск p_2 – максимальним робочим тиском в кінці зароджування розчином і позначаємо p_{max} .

$$V'_{кор} = V_k \cdot \left(1 - \frac{p_{поч}}{p_{max}}\right), \quad (3.33)$$

За результатами досліджень 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.

РОЗДІЛ 4.

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ РОЗЧИНОНАСОСА З КОМБІНОВАНИМ КОМПЕНСАТОРОМ №3

4.1 Технічні характеристики розчинонасоса з комбінованим компенсатором №3

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 №3

Найменування показників	Одиниці виміру	Значення показників РНш-4,5
1	2	3
Продуктивність розчинонасоса: розчин рухомістю П=10 см	м ³ /ч	4,5
Нижня межа рухомості розчину	см	8
Максимальний допустимий робочий тиск	МПа	4
Потужність привода розчинонасоса	кВт	5,5
Діаметри циліндра та поршня	мм	90
Частота подвійних ходів робочого органа	хв ⁻¹	150
Довжина ходу робочого органа	мм	80
Об'єм компенсатора		
- замкнена камера	дм ³	33,7
- циліндрична камера	дм ³	25,7
Об'єм повітря в компенсаторі приведений до атмосферного	дм ³	70
Початковий тиск повітря в замкненій камері	МПа	0,2
Габаритні розміри:		
- довжина	мм	926
- ширина	мм	854
- висота	мм	1008
Маса (без комплектації)	кг	244,5

ГММ 602-МММ 015-00.00.000 ПЗ				
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата
Розроб.		Роєнко	<i>[Підпис]</i>	12.01
Перевір.		Шаповал	<i>[Підпис]</i>	12.01
Нерівник		Шаповал	<i>[Підпис]</i>	12.01
Контр.		Васильєв	<i>[Підпис]</i>	15.01
Затв.		Орисенко	<i>[Підпис]</i>	15.01
Методика визначення показників розчинонасоса з комбінованим компенсатором №3				
		Літ.	Лист	Листів
			9а	
Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІТР 2023р.				

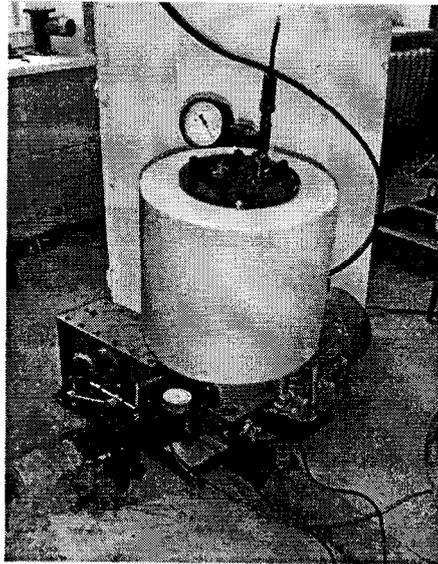


Рисунок 4.1 – Загальний вигляд дослідного зразка однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором №3

4.2 Визначення основних показників роботи розчинонасоса з комбінованим компенсатором №3

4.2.1 Ступінь пульсацій тиску подачі розчину залежно від конструкції комбінованого компенсатора №3

Користуючись формулами (4.34), (4.35), можна визначити тиск розчину протягом циклу роботи розчинонасоса, при відомих параметрах R , l , e , F_n , $V_{\text{комп}}$ та початковому тиску p_0

$$p_{\varphi_{\text{max}}} = \frac{p_{\text{атм}} \cdot V_{\text{комп}}}{V_0 - F_n \cdot \left\{ R \cdot (1 - \cos \varphi) - \left[l - \sqrt{l^2 - (R \cdot \sin \varphi - e)^2} \right] - \frac{h_n}{2\pi} \cdot \varphi \right\}} =$$

$$= \frac{0,0785 \cdot 47}{0,785 \cdot 10 \cdot \frac{47}{2,0 \cdot 10} - \frac{\pi \cdot 0,9^2}{4} \cdot \left\{ 0,4 \cdot (1 - \cos \varphi) - \left[1,8 - \sqrt{1,8^2 - (0,4 \cdot \sin 3,066 - 0,2)^2} \right] - \frac{0,8}{2\pi} \cdot 3,066 \right\}} = 2,6 \text{ МПа},$$

$$p_{\varphi_{\text{min}}} = \frac{p_{\text{атм}} \cdot V_{\text{комп}}}{V_0 - F_n \cdot \left[\left(x_{\pi} - \frac{h_n}{2} \right) - \frac{h_n}{2\pi} \cdot (\varphi - \pi) \right]} =$$

$$= \frac{0,785 \cdot 10 \cdot 70}{0,785 \cdot 10 \cdot \frac{47}{2,0 \cdot 10} - \frac{3,14 \cdot 0,9^2}{4} \cdot \left[\left(1,782 - \frac{0,8}{2} \right) - \frac{0,8}{2 \cdot 3,14} \cdot (-0,14 - 3,14) \right]} = 2,3 \text{ МПа}.$$

де $V_{\text{комп}}$ – приведений об'єм повітря компенсатора до атмосферного тиску $p_{\text{атм}}$;

V_0 – об'єм стиснутого повітря в компенсаторі при $\varphi = 0$, $V_0 = p_{\text{атм}} \cdot \frac{V_{\text{комп}}}{p_0}$, p_0

– тиск стиснутого повітря на початок циклу роботи розчинонасоса, МПа; x_1 – хід поршня в такті нагнітання, що визначається за законом руху робочого органу.

Приведений об'єм повітря в комбінованому компенсаторі визначається залежністю

$$V_{\text{комп}} = V_{\text{цк}} + V_{\text{зк}} \cdot \frac{p_{\text{зк}}}{p_{\text{атм}}} = 25 + 33,67 \cdot \frac{10 \cdot 0,2}{0,1 \cdot 10} = 92 \text{ дм}^3, \quad (4.36)$$

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

Величина ступеня пульсацій тиску δ визначається за формулою [1-3]

$$\delta = \frac{p_{\text{max}} - p_{\text{min}}}{p_{\text{ср}}} \cdot 100\% = \frac{2,6 - 2,3}{2,45} \cdot 100\% = 12,2\% \quad (4.37)$$

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

$$\delta = \frac{p_{\text{max}} + p_{\text{min}}}{2} = \frac{2,3 + 2,0}{2} = 2,15 \text{ МПа}. \quad (4.38)$$

Розчинонасос з комбінованим компенсатором №3 (рис. 2.4) відповідно припущенню повинен забезпечити подачу розчину в нагнітальний трубопровід у тактах всмоктування й нагнітання однаковими об'ємами.

Вказане припущення дає можливість вважати, що одна частина робочого об'єму поршня витрачається під час такту нагнітання на подачу розчину в трубопровід, а друга його частина, поступає в вільну камеру комбінованого компенсатора, зменшуючи пропорційно в ньому об'єм стиснутого повітря та підвищуючи рівень тиску.

Об'єм розчину має бути поданим під час такту всмоктування за рахунок дії комбінованого компенсатора і повинен дорівнювати половині дійсного робочого

об'єму поршня

$$V_{p\partial} = \frac{\pi}{4} \cdot D_n^2 \cdot h \cdot \eta_{об} = \frac{3,14}{4} \cdot 0,9^2 \cdot 0,8 \cdot 0,864 = 0,44 \text{ дм}^3, \quad (4.39)$$

де D_n – діаметр поршня; h – хід поршня; $\eta_{об}$ – об'ємний ККД розчинонасоса під час перекачування розчину конкретної рухомості.

Об'єм розчину, що підлягає компенсації $\Delta V = \frac{V_{p\partial}}{2}$, дм³.

Величина ступеня пульсацій тиску δ визначається за формулою (4.38).

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 (4.36).

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

$$V_1 = p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{p_{min}} = 0,1 \cdot \frac{92}{2,3} = 4,0 \text{ дм}^3, \quad (4.40)$$

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

$$p_{max} = p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{V_1 - \Delta V} = p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{p_{min}} - \Delta V} = 0,1 \cdot \frac{92}{0,1 \cdot \frac{92}{2,3} - 0,203} = 2,42 \text{ МПа}, \quad (4.41)$$

де ΔV – об'єм розчину, який витискається з циліндричної 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 (4.37)

$$\delta = \frac{P_{max} - P_{min}}{P_{cp}} \cdot 100\% = \frac{2,42 - 2,3}{2,45} \cdot 100\% = 5,02\%$$

4.2.2 Визначення раціональної висоти підйому кульки клапана розчинонасоса залежно від конструкції

Визначено, що клапан спрацьовує ефективно у тому випадку, коли бокова площа відкритого клапана рівна площі отвору в його сідлі.

Бокова поверхня відкриття клапана, яка знаходиться в його сідлі S_{σ} у відповідності до розрахункової схеми (рис. 4.2) і визначається за формулою

$$S_{\sigma} = \pi \cdot r_c \cdot AO - \pi \cdot CE \cdot R_k, \text{ мм}^2, \quad (4.42)$$

де r_c – радіус отвору в сідлі клапана, мм; AO – величина конуса, що утворюється AOB , мм; CE – радіус основи конуса COD , що відсікається, мм; R_k – радіус кульки, мм.

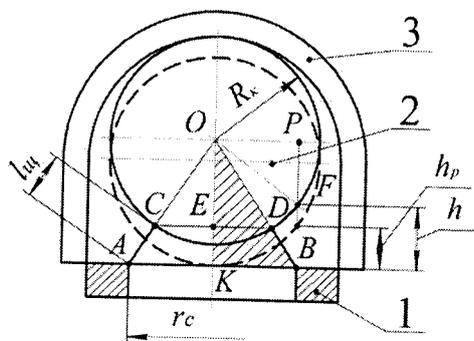


Рисунок 4.2 – Схема клапану розчинонасоса під час відкриття

Залежність (4.42) остаточно має вигляд

$$S_{\sigma} = \pi \cdot R_k \cdot \frac{h^2 + 2 \cdot h \cdot \sqrt{R_k^2 - r_c^2}}{\sqrt{r_c^2 + \left(h + \sqrt{R_k^2 - r_c^2}\right)^2}} = 3,14 \cdot 25 \cdot \frac{15^2 + 2 \cdot 15 \cdot \sqrt{25^2 - 20^2}}{\sqrt{20^2 + \left(15 + \sqrt{25^2 - 20^2}\right)^2}} = 1175 \text{ мм}^2 \quad (4.43)$$

де h – висота підйому кульки клапана, мм.

Залежність $S_{\sigma} = f(h)$ величини бокової площі відкриття клапана від висоти ходу клапана представлено на рис. 4.3.

За залежністю (4.43) визначається величина бокової площі S_{σ} відкривання

клапана при різних висотах підйому кульки (див. табл. 4.2) та за отриманими параметрами побудовано графічну залежність $S_{\delta} = f(h)$ (рис. 4.3), яка дає можливість за величиною бокової площі S_{δ} визначити висоту підйому кульки над сідлом 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 руху розчину через клапан, складає, близько, 1 м/с попередньо встановлено: отвір сідла клапана $d = 40$ мм та діаметр кульки $D = 50$ мм. При цьому визначено раціональну висоту підйому кульки клапана над сідлом клапана $h = 15$ мм за умови, що бокова площа S_{δ} його відкриття повинна дорівнювати площі отвору $S_{отв}$ в сідлі клапана.

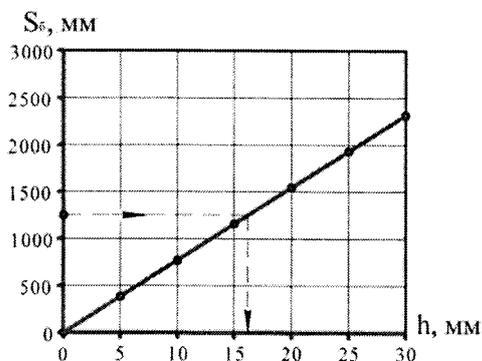


Рисунок 4.3 – Залежність площі бокової поверхні S_{δ} від ходу підйому кульки в сідлі клапана $S_{\delta} = f(h)$

4.2.3 Об'ємний ККД розчинонасоса з комбінованим компенсатором №3

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

$$\eta_{об} = \frac{V_{нф}}{V_p} = \frac{[V_{ношн} \cdot (1 \pm \varepsilon) - \Delta V_{ос.кл}] \cdot (1 - \varepsilon_{сн2}) - \Delta V_{н.кл} \cdot (1 + \varepsilon_{сн2}) - V_{ук} - \left(F_n \cdot \left[\left(x_n - \frac{h_n}{2} \right) - \frac{h_n}{2\pi} \cdot (\varphi_{ге} - \pi) \right] \cdot (1 - \delta) \right)}{V_p \cdot (1 - \varepsilon_{сн2})} \quad (4.44)$$

$$= \frac{\frac{3,14 \cdot 0,09^2}{4} \cdot 0,08 \cdot (1 \pm 0,02) - 0,081 \cdot (1 - 0,02) - 0,006 \cdot (1 + 0,02) - 0,0015 - \left(\frac{3,14 \cdot 0,09^2}{4} \cdot \left[\left(0,08 - \frac{0,08}{2} \right) - \frac{0,08}{3,14} \cdot (3,07 - 3,14) \right] \cdot (1 - 0,14) \right)}{\frac{3,14 \cdot 0,09^2}{4} \cdot 0,08 \cdot (1 - 0,02)} = 0,864$$

де V_p – робочий об'єм поршня; $V_{н.ф}$ – фактичний об'єм розчину, що 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 (2.67) п.2.5; $\epsilon_{ст}$ – коефіцієнт об'ємного стиснення при тиску $P_{н.ном}$; $\epsilon_{ст 2}$ – максимальна величина відносного стиснення розчинів, яка виникає в результаті повного розчинення пухирцевого повітря і при зростанні тиску. Залежно від рухомості розчину ці значення становлять: для П 8 см – $\epsilon_{ст 2} = 3,3...3,5\%$, для П 10 см – $\epsilon_{ст 2} = 2,0\%$, для П 12 см – $\epsilon_{ст 2} = 1,5\%$ [13]; $V_{шк}$ – шкідливий об'єм у всмоктувальній камері; $\varphi_{н2}$ – кут обертання кривошипного вала під час нагнітання; δ – ступінь пульсації тиску залежної від рухомості перекачуваного розчину.

4.2.4 Теоретична продуктивність розчинонасоса з комбінованим компенсатором № 3

Теоретична продуктивність розчинонасоса визначається залежно від конструктивних параметрів та характеристик електромеханічного привода під час перекачування розчину рухомістю П=10 см і матиме величину

$$Q_m = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \cdot L_n \cdot n_n \cdot 60 \cdot \eta_{об} = \frac{3,14 \cdot 0,09^2}{4} \cdot 0,08 \cdot 150 \cdot 60 \cdot 0,864 = 3,96 \text{ м}^3/\text{год}, \quad (4.45)$$

де D_n – діаметр робочого органа розчинонасоса, м; L_n – величина ходу поршня, м; n_n – частота подвійних ходів робочого органа, хв^{-1} .

4.3 Рекомендації з удосконалювання конструкції розчинонасоса

Удосконалення конструкції однопоршневого розчинонасоса з комбінованим

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота є закінченою науково-дослідницькою роботою, в якій проведено аналіз робочих процесів розчинонасоса, який забезпечив високі експлуатаційні можливості, високий рівень технічних параметрів а саме: продуктивність, об'ємний ККД, знижений рівень ступеня пульсацій тиску, ефективність в роботі під час нанесення будівельних та штукатурних розчинів.

В результаті досліджень та аналізу роботи однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором №3 вирішено науково-прикладні завдання за рахунок вдосконалення конструкції компенсуючого пристрою, що забезпечить підвищення ефективності його роботи в умовах стабільного транспортування розчинів по трубопроводах, та знайшло відображення в наступному:

1. Розглянуто та проаналізовано конструкції вітчизняних та закордонних зразків розчинонасосів. Розглянуто конструкції компенсуючих пристроїв та визначено пріоритети вдосконалення конструкції компенсуючих пристроїв розчинонасоса одинарної дії.

2. Проведено аналіз конструкцій комбінованих компенсаторів та представлено нові конструкції розчинонасоса з вдосконаленими компенсуючими пристроями.

3. Розглянуто роботу однопоршневого розчинонасоса з використанням комбінованих компенсаторів №2 та №3.

4. Представлено теоретичний аналіз роботи розчинонасоса на основі закону руху робочого органа та визначено графічні залежності зміни тиску в такті всмоктування при $0 \leq \varphi \leq \pi$ $p_{\varphi_{min}}$ та такті нагнітання. Комбінований компенсатор №3 дозволяє зменшити пульсації тиску з 26% до 5%.

5. Проаналізовано механізм впливу тиску подачі розчину на об'ємний ККД розчинонасоса.

6. Визначено, які фактори впливають на зменшення ступеня пульсацій тиску подачі: закон руху робочого органа, зміна тиску подачі розчину, кількісно зворотні

Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата	ГММ 602-МММ 015-00.00.000 ПЗ			
Розроб.		Роєнко		12.01	ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	Лім.	Лист	Листів
Перевір.		Шаповал		12.01			107	
Нерівник		Шаповал		12.01		Національний університет імені Юрія Кондратюка		
Контр.		Васильєв		15.01		ННІТР 2023р.		
Затв.		Орисенко		19.01				

витоки через всмоктувальний та нагнітальний клапани, величина приведенного компенсаційного об'єму компенсатора, рухомість розчину.

Доведено, що величина об'єму компенсатора впливає на зменшення рівня ступеня пульсацій розчину. Також теоретично встановлено, що тиск подачі розчину має певний вплив на об'ємний ККД розчинонасоса з причини стиснення пухирців повітря у розчині.

7. Проаналізовано механізм впливу на об'ємний ККД розчинонасоса тиску розчинів. Встановлено, що тиск подачі розчинів здійснює вплив за рахунок стиснення повітря у розчині.

8. Результати теоретичних досліджень вказують на те, що пульсації тиску у розчинонасоса з комбінованим компенсатором №3 менші на 15% при $P_1=8$ см, 12% при $P_2=10$ см та на 6% при $P_3=12$ см по відношенню до гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму. Розбіжність результатів теоретичних та експериментальних досліджень не перевищує 5%.

9. На основі багатофакторного експерименту максимального значення 82% об'ємний ККД гідроприводного розчинонасоса досяг при перекачуванні будівельних розчинів рухомістю P 8 см зі спеціальною вставкою під кутом нахилу $\beta = 45^\circ$ у всмоктувальній камері та підпружиненим нагнітальним клапаном.

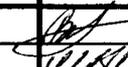
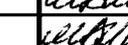
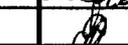
10. За результатами досліджень насичення повітрям у вільній камері зрозуміло, що цей процес відбувається. Причому насичення повітрям тим більше, чим нижча рухомість розчину та більший його об'єм. Це пояснюється меншим вмістом водного середовища у розчині, а більшим вмістом мікроскопічних порожнин. Також суттєво впливає на інтенсивність насичення повітрям площа контакту об'єму повітря з об'ємом розчину і це обумовлено конструкцією компенсатора.

11. На основі результатів проведеного аналізу, експериментальних досліджень та виробничих випробувань натурального зразка розчинонасоса, запропоновано науково-обґрунтовану методику розрахунку основних показників роботи однопоршневого розчинонасоса з комбінованими компенсаторами пульсації тиску та збільшеного об'єму, на основі якої розроблено технічну документацію на розчинонасос, що розглядається.

					ГММ 602-МММ 015-00.00.000 ПЗ	Лист
Лист	№ докум.	Підп.	Дата			108

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Андренко П.М. Гасителі пульсацій тиску об'ємних гідроагрегатів: Монографія / П.М. Андренко, О.В.Дмитрієнко, М.С. Свиначенко – Х.: Видавництво "НТМТ", 2012. – 160 с.
2. Андренко П.М. Гідравлічні пристрої мехатронних систем: навч. посіб. / П.М. Андренко – Х.: Видавничий центр НТУ "ХП", 2013. – 180 с.
3. Андренко П.М. Гідравлічні пасивні гасителі пульсацій тиску: Монографія / П.М. Андренко, О.В.Дмитрієнко, М.С. Свиначенко – Х.: Видавництво ФОП Панов, 2016. – 147 с.
4. Андренко П.М. Розрахунок та проектування лабіринтно-гвинтових насосів: навч. посіб. / П.М. Андренко, А.Ю. Лебедев. – Х.: Видавничий центр НТУ "ХП", 2014. – 180 с.
5. 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.
6. Гліненко Л. К., Сухоносів О. Г. Основи моделювання технічних систем: Навчальний посібник. – Львів: Вид-во «Бескид Біт», 2003. – 176 с.
7. 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.
8. 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.
9. 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

ГММ 602-МММ 015-00.00.000 ПЗ				
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата
Зроб.	Роечко			12.01
Реєвир.	Шаповал			12.01
Реєвир.	Шаповал			12.01
Контр.	Васильев			16.01
Затв.	Орисенко			19.01
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ				
		Лім.	Лист	Листів
		109		
Національний університет імені Юрія Кондратюка ННІТР 2023р.				

форм навчання. Укладач: О.Ю. Крот, докт. техн. наук, професор. – Полтава, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», 2022. – 123 с.

9. 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.

10. 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.

11. 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.

12. Кукоба А.Т. Изменение объёма растворной смеси при перекачивании растворонасосом / А.Т. Кукоба, Б.О. Коробко, А.В. Васильев // Механизация строительства.–2000. – № 3.

13. Кукоба А.Т. Дослідження об'ємного ККД гідроприводного розчинонасоса / А.Т. Кукоба, А.В. Васильев // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. – Вип. 5. – Полтава: ПДТУ, 2000. – С. 19-24.

14. Кукоба А.Т. Вплив закону руху поршня на об'ємний ККД розчинонасосів / А.Т. Кукоба, А.В. Васильев, 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.

15. Онищенко О.Г. Механізація опоряджувальних робіт у будівництві / О.Г. Онищенко, Б.Ф. Драченко, О.В. Головкін. – К.: Урожай, 1998. – 320 с.

					ГММ 602-МММ 015-00.00.000 ПЗ	Лист
№	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		110

16. Онищенко А.Г. Методика розрахунку зворотних втрат розчину через усмоктуючий клапан вертикального диференціального розчинонасоса / А.Г. Онищенко, А.Т. Кукоба, В.У. Уст'янцев // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полт. держ. техн. ун-т ім. Юрія Кондратюка. – Вип. 3. – Полтава: ПДТУ, 1998. – С. 3-6.

17. Онищенко О. Г. Взаємодія кульки клапана розчинонасоса з потоком перекачаного розчину / О.Г. Онищенко, А.В. Васильев, 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.

18. Онищенко А. Г. Работа шарового клапана в проточном плунжере дифференциального растворонасоса / А.Г. Онищенко, А.В. Васильев, Б.О. Коробко / Проблемы создания новых машин и технологий. Научные труды КГПУ. Вып. 1/2001 (10). – Кременчуг: КГПУ, 2001. – С. 466-471.

19. Онищенко О. Г. Вивчення руху кульки вільнодіючого клапана диференціального розчинонасоса / О.Г. Онищенко, А.В. Васильев, 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.

20. Пат. 38155 Україна, МПК 7 F04B 9/02 Малоімпульсний насос / О.Г.Онищенко, А.В. Васильев, В. У. Уст'янцев, М. В. Шаповал, Є.І. Василенко (Україна); заявник і патентовласник Полт. нац. техн. ун-т ім. Ю. Кондратюка, № и 2000063184; заявл. 02.06.2000; опубл. 15.05.2001, Бюл. №.4.

21. 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, № и 99020552; заявл. 02.02.1999; опубл. 15.01.2003, Бюл. №.1.

22. Пат. 112734 Україна, МПК F04B 11/00 Малоімпульсний насос / І.А. Смелянова, Б. О. Коробко, М. В. Шаповал (Україна); заявник і патентовласник

ГММ 602-МММ 015-00.00.000 ПЗ

Лист

111

Лист	№ докум.	Підп.	Дата
------	----------	-------	------

Полт. нац. техн. ун-т. ім. Ю. Кондратюка, № а 2015 11219; заявл. 16.11.2015; опубл. 10.10.2016, Бюл. №.19.

23. Патент № 38154U Україна , МПК₆ F04 В 9/00 Гідроприводний розчинонасос / Васильєв А.В.; заявник і власник патента А.В. Васильєв. – №2000063182; заявл. 02.06.00; опубл. 15.05.01, Бюл. №4.

24. 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.

25. 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.

26. 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.

27. 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.

28. Шаповал М.В. Аналіз роботи однопоршневого розчинонасоса на основі трьохфакторного експериментального дослідження / М.В. Шаповал, В.В. Вірченко

М.О Скорик, А.І. Криворот // Науковий вісник будівництва. – Х.: ХНУБА, 2020. – Т.101, №3. – С.182-190. – DOI:10.29295/2311-7257-2018-101-3-182-190

29. 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>

30. 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>

31. Mortelpumpen und ihre Entwicklung // "Fordern und Heben". – 1969. – № 15. (ФРГ)

32. P.a. 2539751 BRD, INT. Cl. 3 B 28 C 5/08, 5/34. Mischund Fordereinrichtung fur Putz, Mortel, Gips oder dergleicher / Dufner Lothar. – 10.03.1977.

33. P.a. 7902669 Fr, INT. Cl. 3 F 04 B 15/00 Pompe a cylindres. – 1.02.79.

34. 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.

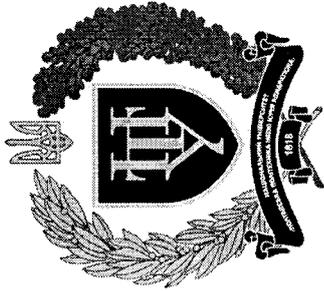
					ГММ 602-МММ 015-00.00.000 ПЗ	Лист
Эм	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		113

ДОДАТКИ

					ГММ 602-мММ 015-00.00.000 ПЗ	Лист
№	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		114

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ПОЛТАВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА
ІМЕНІ ЮРІЯ КОНДРАТЮКА»

КАФЕДРА ГАЛУЗЕВОГО МАШИНОБУДУВАННЯ ТА МЕХАТРОНІКИ



**ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ОДНОПОРШНЕВОГО РОЗЧИНОНАСОСА З
ВРАХУВАННЯМ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ
КОМПЕНСУЮЧОГО ПРИСТРОЮ**

133 – Галузеве машинобудування

Здобувач вищої освіти
602-МММ групи: Роєнко В.С.

Керівник: к.т.н., доцент Шаповал М.В.

Полтава - 2023

МЕТА ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

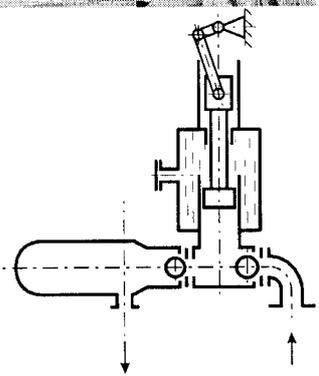
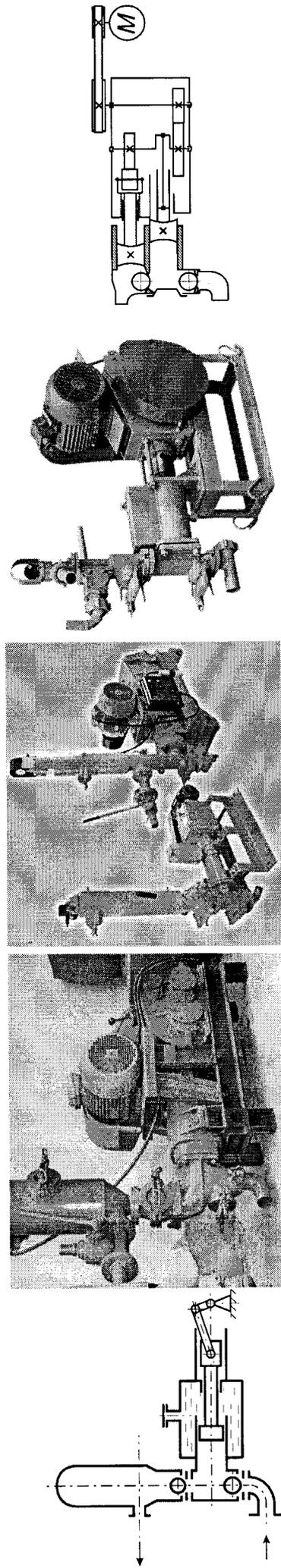
Метою роботи є підвищення ефективності роботи однопоршневого розчинонасоса за рахунок зниження пульсації подачі по трубопроводу і підвищення його продуктивності і об'ємного ККД завдяки використанню комбінованих компенсаторів нових конструктивних рішень.

ОБ'ЄКТ ТА ПРЕДМЕТ ДОСЛІДЖЕННЯ

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

Предмет дослідження – однопоршневий розчинонасос з комбінованим компенсатором нової конструкції.

Існуючі види втчізьяних розчинонасосів



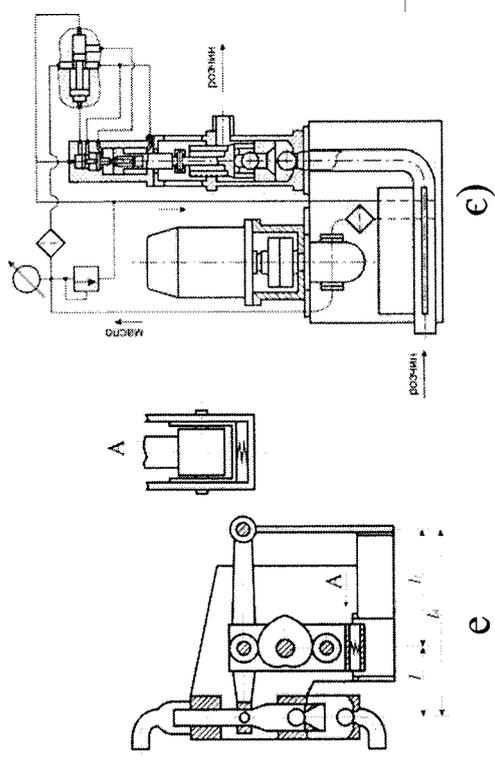
а)

б)

в)

г)

д)



е

е)

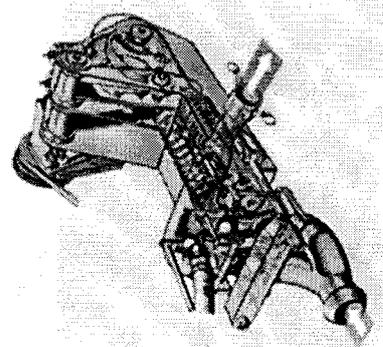
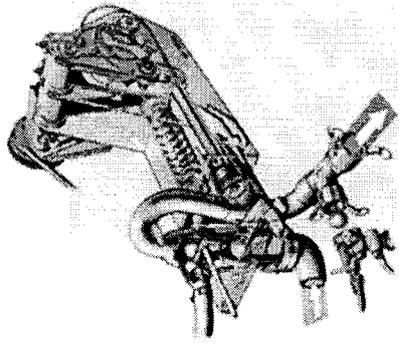
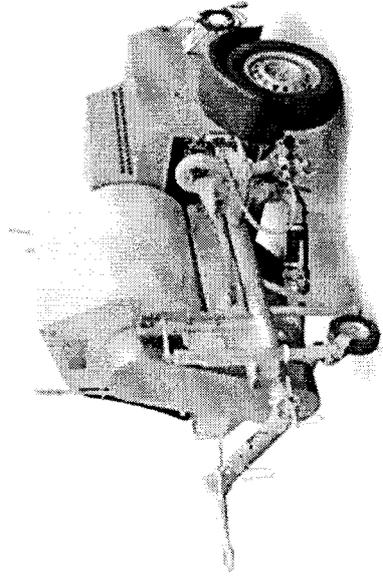
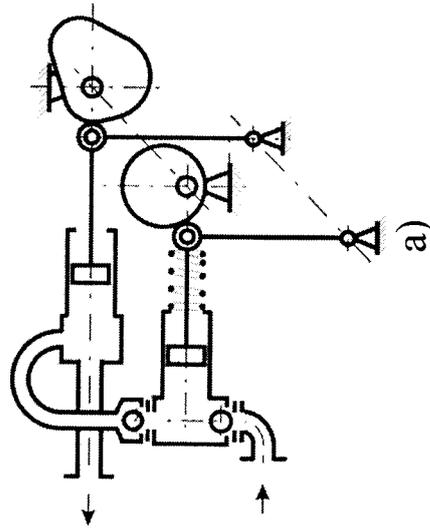
ж)

з)

и)

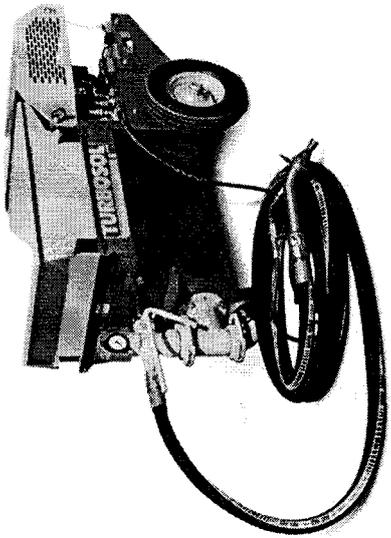
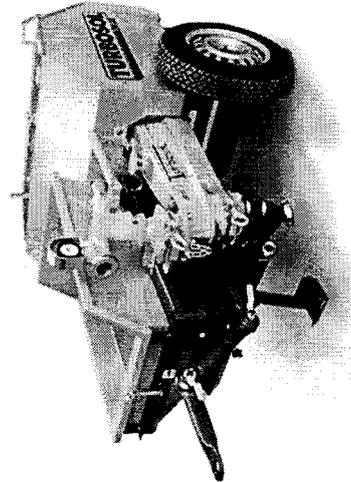
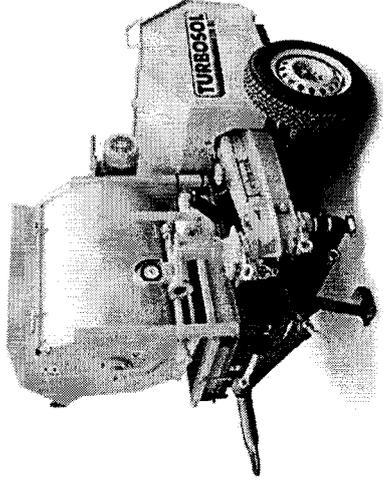
Розчинонасоси: а) – кінематична схема однопоршневого розчинонасоса; б) – марки СО; в) – марки РНП; г) – марки СО-50П2; д) – розчинонасос з комбінованим приводом поршнів; е) – РН-4К; є) – гідропровідний розчинонасос РНГ-4; ж) – одноплунжерний; з) – РН 2-4; и) – РН 3,8

Існуючі види закордонних розчинонасосів у складі штукатурних агрегатів



б)

в)



г)

д)

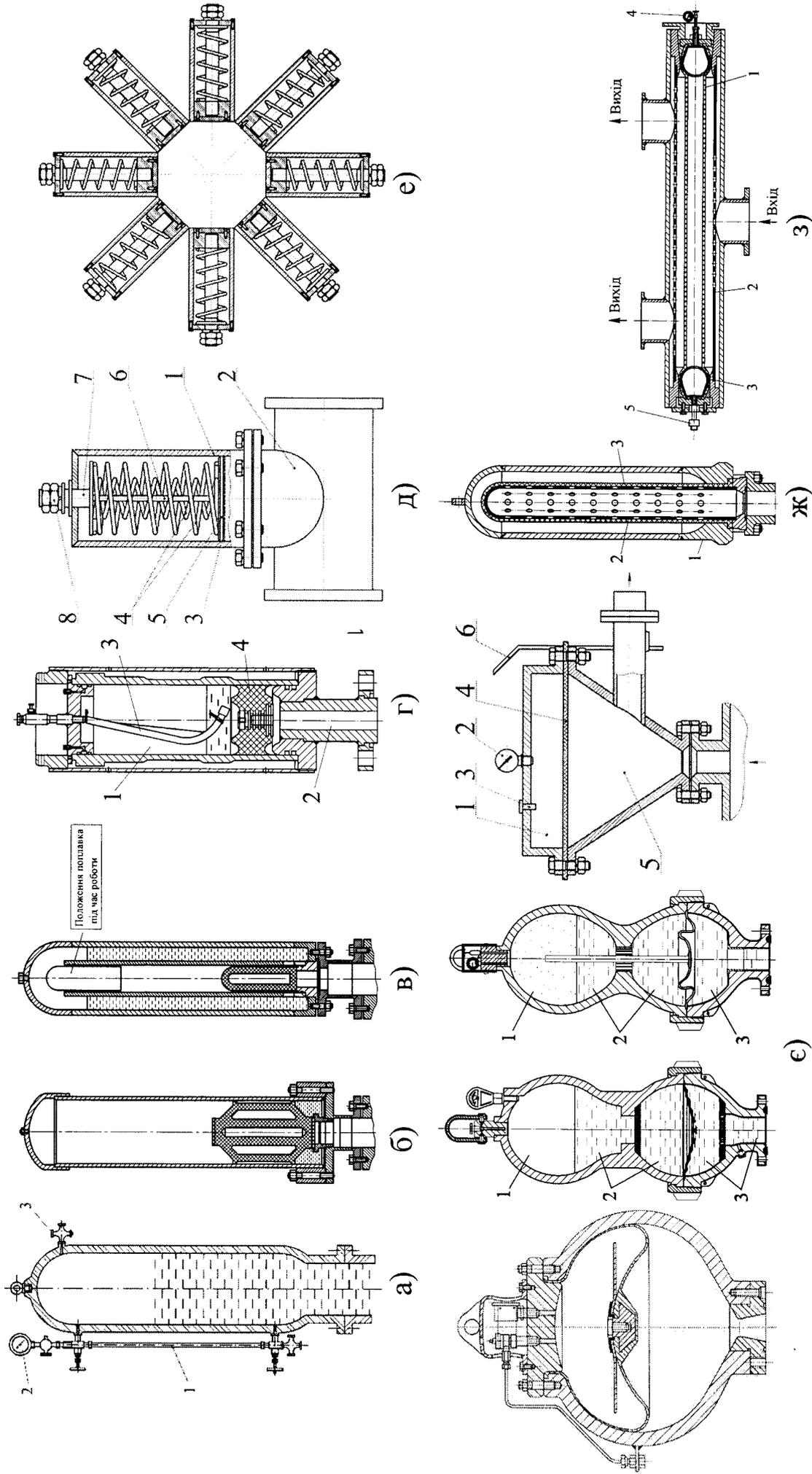
е)

Штукатурні агрегати німецької фірми PUTZMEISTER з двохпоршневими розчинонасосами:

- а) зображення принципової двохпоршневої схеми розчинонасоса КА 139; б) Р 13 DMR; в) 3D-зображення двохпоршневого розчинонасоса

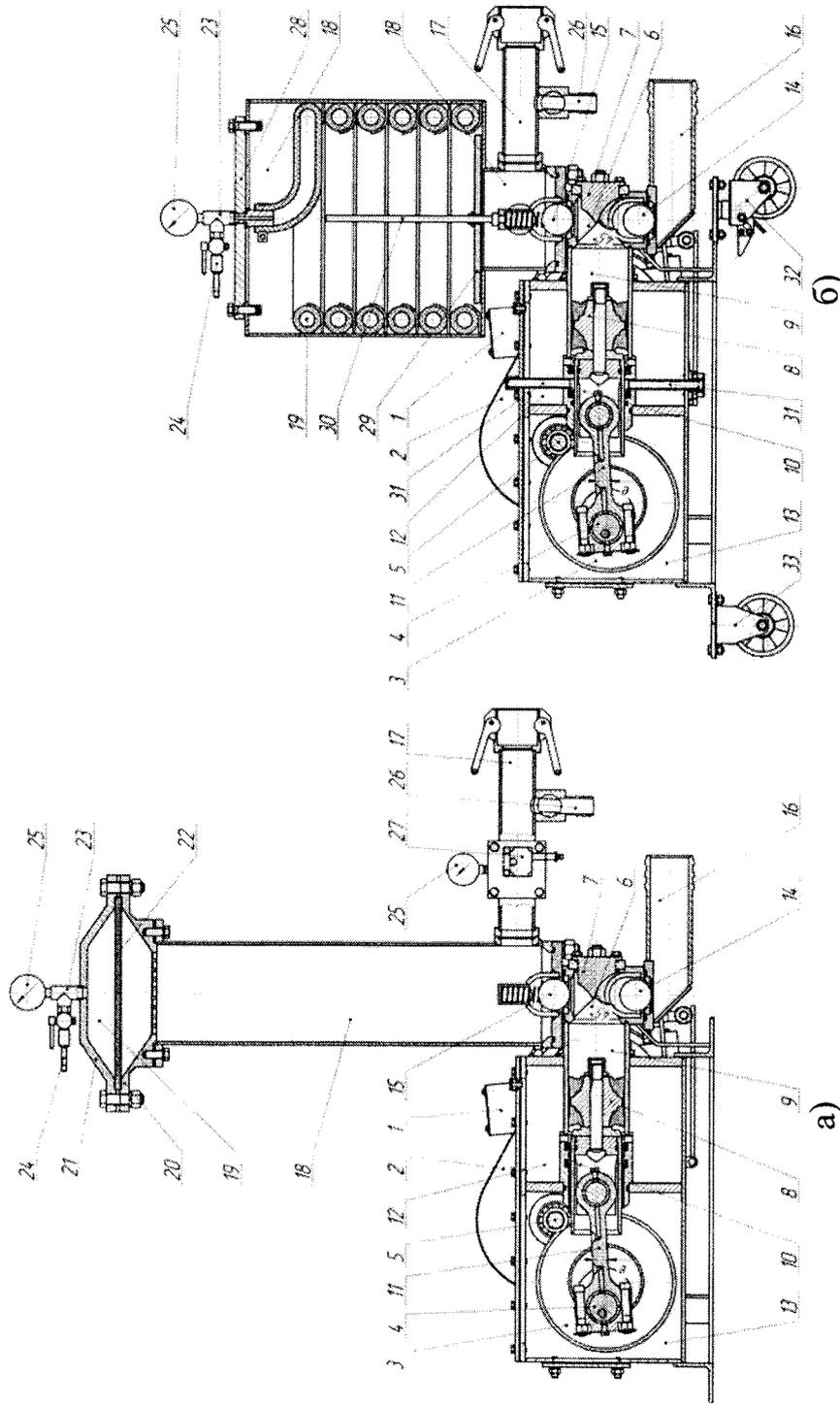
Штукатурні агрегати італійської фірми Turbosol з однопоршневими розчинонасосами:
г), д) UNI 30 DS, DMF, ES, EMF; е) MINI AVANT G

КОМПЕНСАТОРИ ПУЛЬСАЦІЇ ТИСКУ



Компенсатори: а) – повітряний ковпак; б), в) – поплавкового типу; г) – поршневого СевКавНДД; д) – однопоршневого пружинного типу; е) – кільцевого поршневого блоку; є) – діафрагмового; ж) – балонного типу; з) – конструкції Дніпроафтомаша

СХЕМИ ОДЦІОНІЮРШНЕВОГО РОЗЧИНОУНАСОСА З КОМБІНОВАНИМИ КОМПЕНСАТОРАМИ РІЗНИХ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ

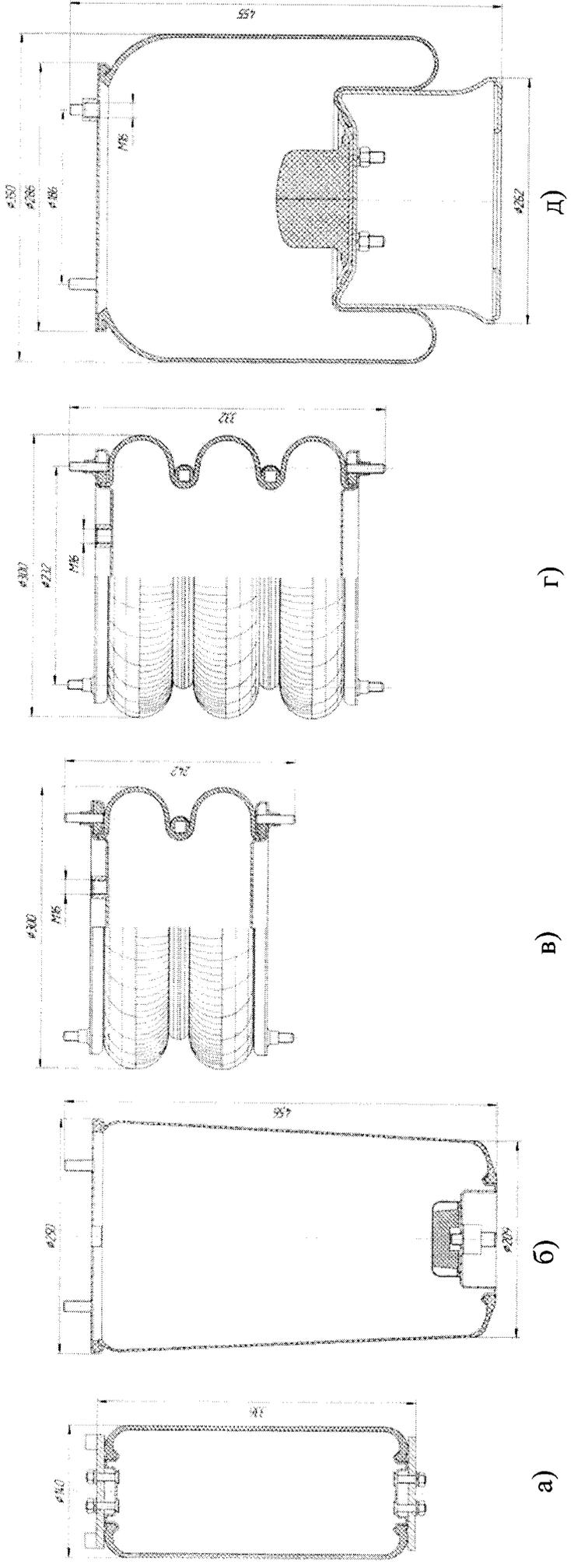


з комбінованим компенсатором пульсації тиску

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 вставка; 8 – поршень; 9 – робочий циліндр; 10 – повзун; 11 – шагун; 12 – камера; 13 – корпус редуктора; 14, 15 – всмоктувальний та нагнітальний підпружинений кульові клапани; 16 – усмоктувальний патрубок; 17 – нагнітальний патрубок; 18 – циліндрична камера; 19 – замкнена камера; 20 – основа; 21 – верхня кришка; 22 – гумотканинна діафрагма; 23 – патрубок редукційний; 24 – ніпель; 25 – манометр; 26 – кран зниження тиску; 27 – реле тиску; 28 – кришка; 29 – пошлавок; 30 – направляючий стрижень; 31 – каналний патрубок; 32, 33 – пара коліс

ДОСЛІДЖЕННЯ ЩО ВИКОРИСТОВУВАЛИСЬ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ У КОМПЕНСАТОРАХ РОЗЧИННОНАСОСА



а)

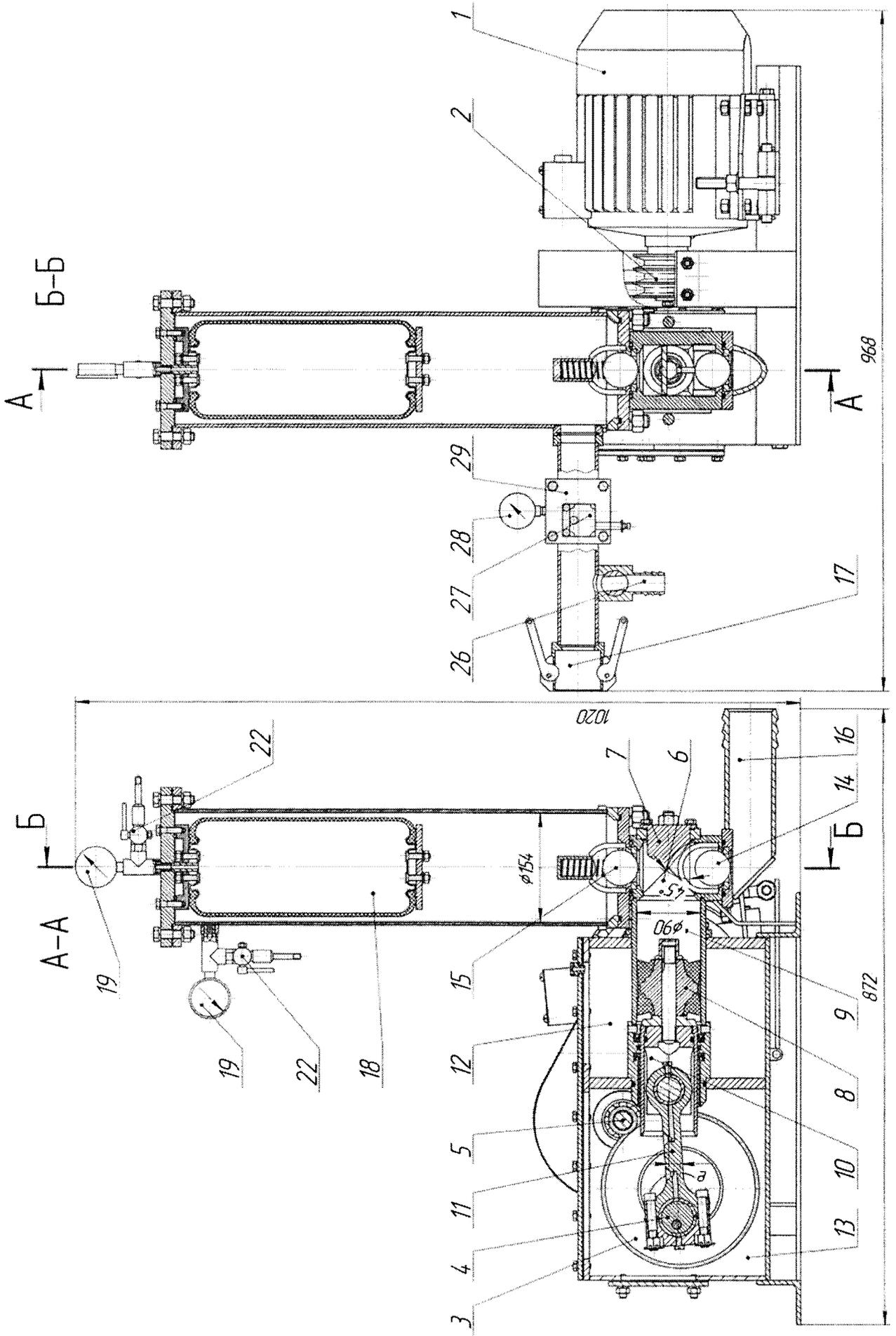
б)

в)

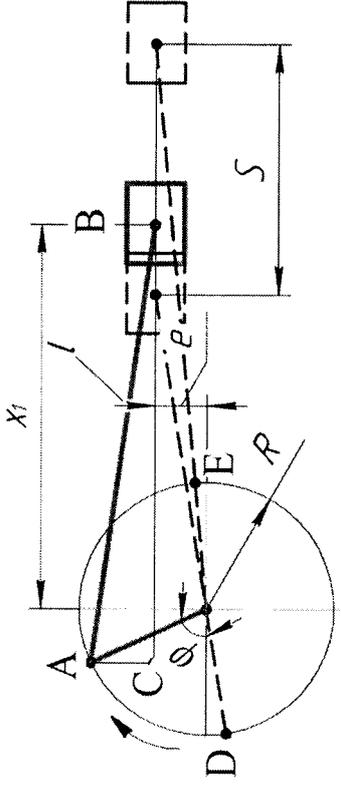
г)

д)

ДИЗАЙНОВЫЙ ПРОЕКТ КОМПЬЮТЕРИЗИРОВАННОЙ КОМПЛЕКТАЦИИ №2



ТРУБОПРОВІД



Тиски подачі розчину P_{φ_1} P_{φ_2} з урахуванням ходу поршня для тактів нагнітання та всмоктування

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

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

де: P_{φ_1} , P_{φ_2} – відповідно тиски подачі розчину в такті нагнітання та всмоктування; $V_{\text{комп}}$ – приведений об'єм повітря комбінованого компенсатора; V_0 – об'єм стиснутого повітря в компенсаторі при $\varphi = 0$,

$V_0 = \frac{V_{\text{пр}}}{P_{\text{атм}}} \cdot P_{\varphi_0}$, P_{φ_0} – тиск стиснутого повітря на початку циклу роботи розчинонасоса, МПа; l – довжина шатуна; x_1 , x_2 – величина координати ходу поршня за законом руху залежно від кута φ в такті нагнітання ($\varphi = 0 \dots \pi$) та всмоктування ($\varphi = \pi \dots 2\pi$); R – радіус кривошипа; e – зміщення осі вала кривошипа відносно осі поршня; F_n – площа торцевої частини поршня; x_n – хід поршня в такті всмоктування; h_n – хід поршня в такті нагнітання.

Величина пульсації тиску δ визначається за формулою

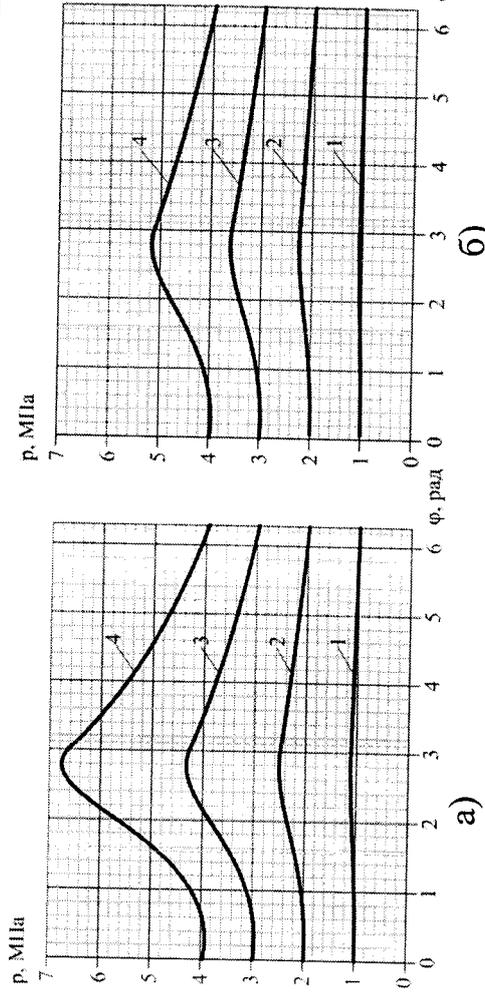
$$\delta = \frac{P_{max} - P_{min}}{P_{ср}} \cdot 100, \%$$

де $P_{ср}$ – середній тиск за цикл подачі розчину,

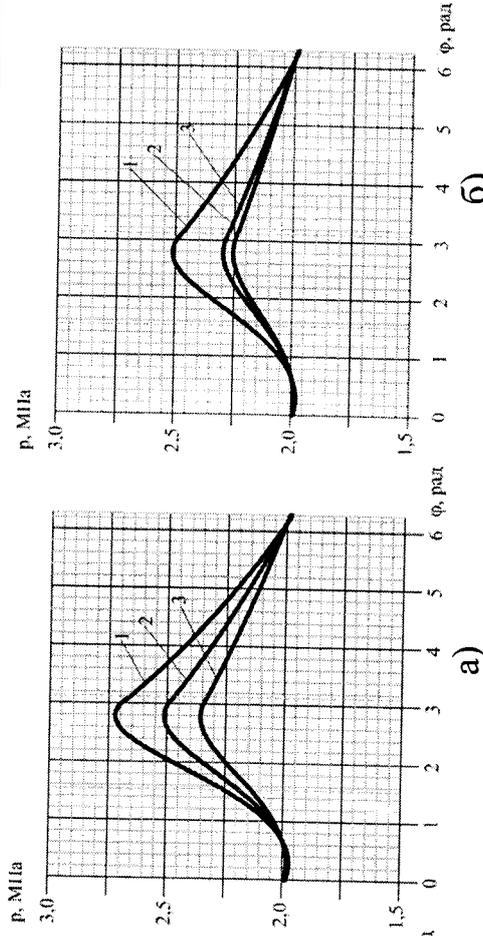
$$P_{ср} = \frac{P_{max} + P_{min}}{2}$$

Розрахункові значення пульсації розчину в залежності від тиску.

P_{min} , МПа	P_{max} , МПа	Δp , МПа	$p_{ср}$, МПа	δ , %
Розчинонасос з комбінованим компенсатором №2				
1,0	1,147	0,146	1,075	13,6
2,0	2,643	0,612	2,301	26,4
3,0	4,508	1,512	3,752	40,1
4,0	6,712	2,709	5,353	50,4
Розчинонасос з комбінованим компенсатором №3				
1,0	1,140	0,133	1,067	12,3
2,0	2,312	0,210	2,153	14,2
3,0	3,614	0,601	3,307	18,4
4,0	5,182	1,180	4,591	25,8



Залежності тиску розчину $p = f(\varphi)$ при подачі у трубопровід протягом циклу від кута повороту вала кривошипа 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 комбінованим компенсатором №2; б) для розчинонасоса з комбінованим компенсатором №3



Залежності тиску протягом циклу від сумарного приведеного об'єму повітря: а) для розчинонасоса з комбінованим компенсатором №2; 1 – $V_{комп1} = 25$ дм³, 2 – $V_{комп2} = 30$ дм³, 3 – $V_{комп3} = 38$ дм³;
б) для розчинонасоса з комбінованим компенсатором №3
1 – $V_{комп1} = 55$ дм³, 2 – $V_{комп2} = 60$ дм³, 3 – $V_{комп3} = 90$ дм³.

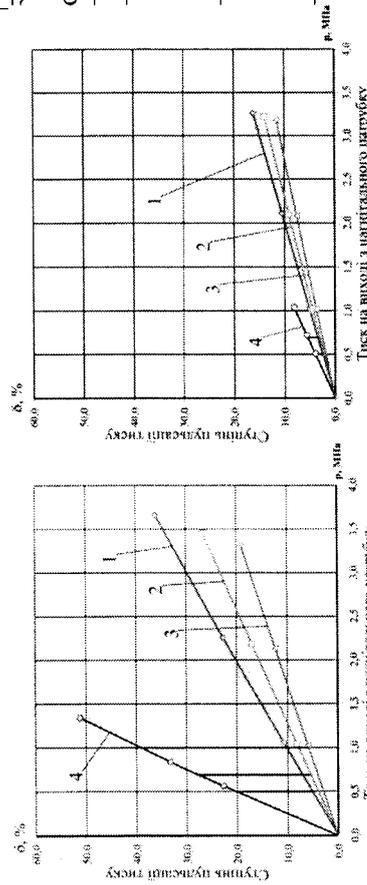
СТУПІНЬ ПУЛЬСАЦІЇ ВІД ТИСКУ ПОДАЧІ ЗАЛЕЖНО ВІД КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ КОМПЕНСАТОРА

Максимальний тиск в циліндричній та замкненій камерах компенсаторів за цикл

$$P_{max} = P_{atm} \cdot \frac{V_{комп}}{V_1 - \Delta V} = P_{atm} \cdot \frac{V_{комп}}{V_{комп} - \Delta V} \cdot P_{min}$$

де $V_{комп}$ — приведений об'єм повітря комбінованого компенсатора $V_{комп} = V_{цк} + V_{зк} \cdot \frac{P_{зк}}{P_{атм}}$, $V_{цк}$ — об'єм вільного повітря в циліндричній камері компенсатора дм³; $V_{зк}$ — об'єм стиснутого повітря в замкненій камері компенсатора, дм³; $P_{зк}$ — тиск стиснутого повітря в замкненій камері, МПа; V_1 — сумарний об'єм стиснутого повітря в циліндричній та замкненій камерах на початку циклу роботи розчинонасоса $V_1 = P_{атм} \cdot \frac{\Delta V}{P_{min}}$; ΔV — об'єм розчину, який витискається з циліндричної камери компенсатора у такті всмоктування.

Ступінь пульсації подачі розчину по трубопроводу в залежності від тиску з урахуванням умов роботи компенсаторів									
Тиск в замкненій камері омпенсатора P , МПа	$V_{комп}$, дм ³	P_{min} , МПа	V_1 , дм ³	$V_1 - \Delta V$, дм ³	P_{max} , МПа	$P_{ср}$, МПа	δ , %		
Розчинонасос з комбінованим компенсатором №2									
0,5	25	1,0	2,00	1,797	1,11	1,055	10,4		
		2,0	1,00	0,797	2,51	2,255	22,6		
		3,0	0,67	0,467	4,27	3,635	34,9		
0,7	30	1,0	2,60	2,397	1,088	1,044	8,4		
		2,0	1,30	1,097	2,370	2,185	16,9		
		3,0	0,87	0,667	3,890	3,445	25,8		
1,0	38	1,0	3,50	3,297	1,06	1,030	5,8		
		2,0	1,75	1,547	2,26	2,130	12,2		
		3,0	1,17	0,967	3,62	3,310	17,7		
Розчинонасос з комбінованим компенсатором №3									
0,5	55	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	65	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	90	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		



Залежність ступеня пульсації від тиску розчину: а) з комбінованим компенсатором №2; б) з комбінованим компенсатором №3. Компенсація здійснюється за рахунок об'єму повітря в циліндричній 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

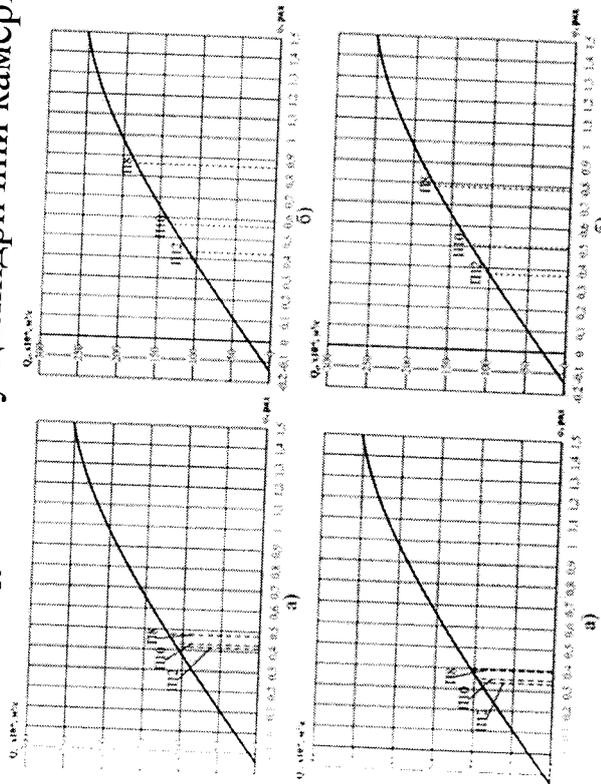
ВІСНОВКИ ВИГОКІВ ПІД ЧАС ЗАКРИТТЯ ВСМОКТУВАЛЬНОГО ТА НАГНІТАЛЬНОГО КЛАПАНІВ

Залежність об'ємів зворотніх витоків під час закриття всмоктувального та нагнітального клапанів

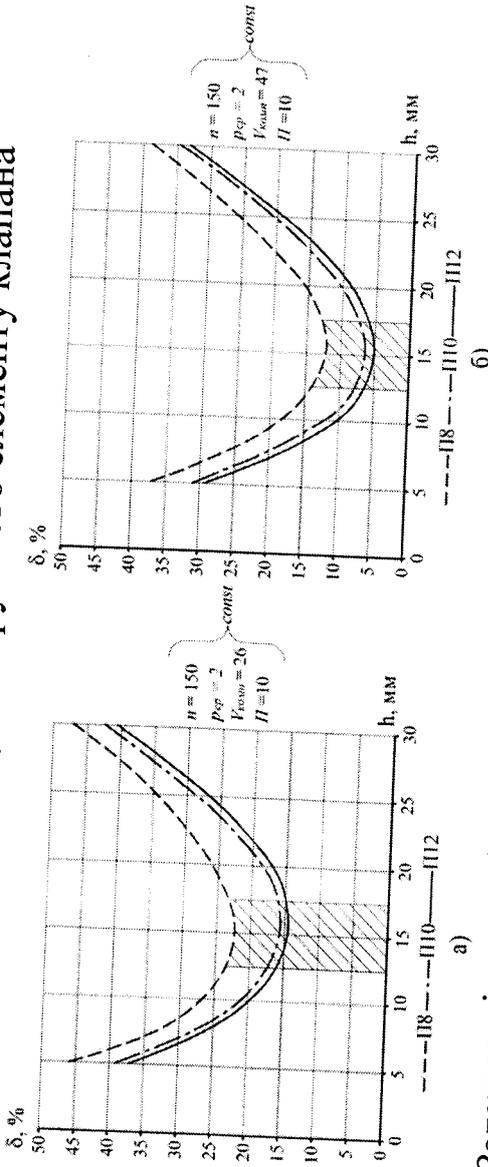
$$0 \leq \varphi \leq \pi, \Delta V_{вс.кл} = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \int_0^{\varphi_3} R \cdot \sin \varphi - \frac{(R \cdot \sin \varphi - e) \cdot R \cdot \cos \varphi}{\sqrt{l^2 - (R \cdot \sin \varphi - e)^2}} d\varphi - \pi \left(R_K - \sqrt{R_K^2 - r_c^2} \right)^2 \cdot \left(R_K - \frac{R_K - \sqrt{R_K^2 - r_c^2}}{3} \right) + Q_B$$

$$\pi \leq \varphi \leq 2\pi, \Delta V_{нг.кл} = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \int_0^{\varphi_3} R \cdot \sin \varphi - \frac{(R \cdot \sin \varphi - e) \cdot R \cdot \cos \varphi}{\sqrt{l^2 - (R \cdot \sin \varphi - e)^2}} d\varphi - \pi \left(R_K - \sqrt{R_K^2 - r_c^2} \right)^2 \cdot \left(R_K - \frac{R_K - \sqrt{R_K^2 - r_c^2}}{3} \right) + Q_K - \Delta V_{пр}$$

де Q_K — об'єм у циліндричній камері; $\Delta V_{пр}$ — зменшення об'єму від пружного елемента клапана

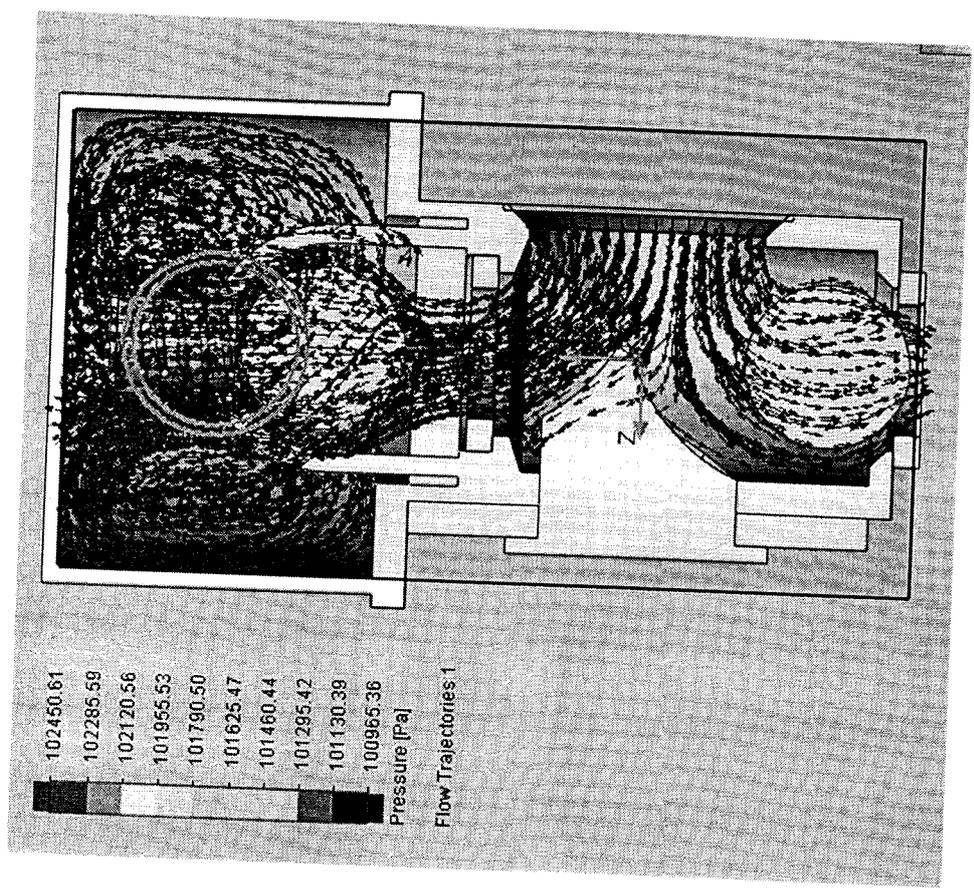


Залежність витрати розчину через отвір сідла всмоктувального та нагнітального клапанів розчинососа залежно від кута повороту кришкового вала під час перекачування розчинів рухомістю П8, П10, П12: а) — з комбінованим компенсатором №2; б) — з комбінованим компенсатором №3

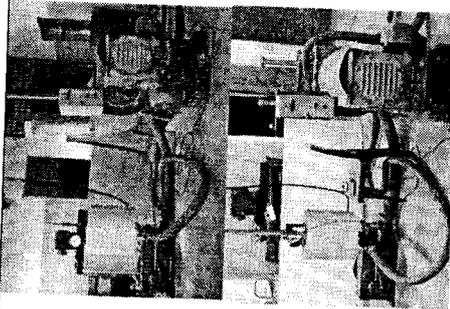
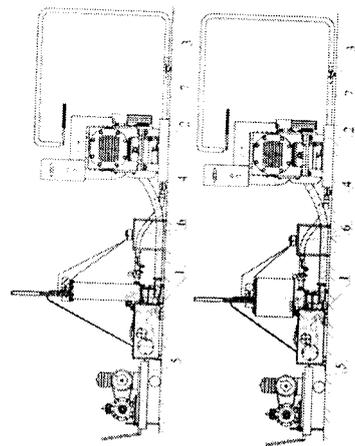


Залежності ступенів пульсації тиску розчину залежно від висоти підйому всмоктувального та нагнітального клапанів: а) — з комбінованим компенсатором №2; б) — з комбінованим компенсатором №3

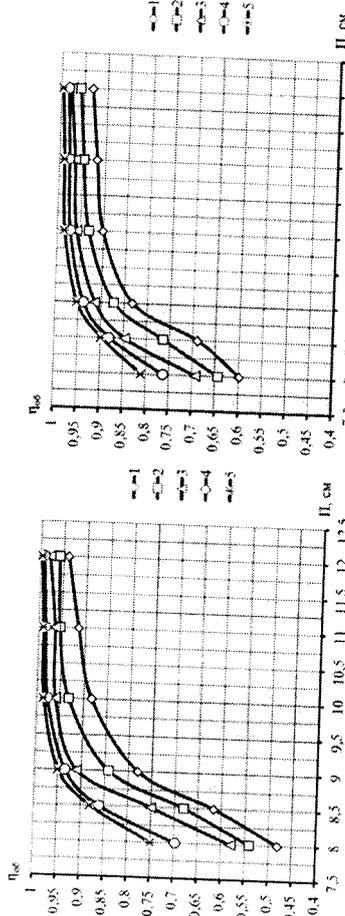
Модульована широта виникнення тиску у гідравлічній частині під час роботи розчинонасоса



ДОСЛІДЖЕННЯ ФАКТОРІВ НА ЗНАЧЕННЯ ОБ'ЄМНОЮ ККД РОЗЧИНОНАСОСА



Експериментальна установка для визначення об'ємного ККД розчинонасоса: а – конструктивна схема; б – зовнішній вигляд



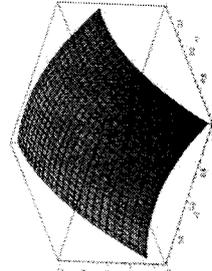
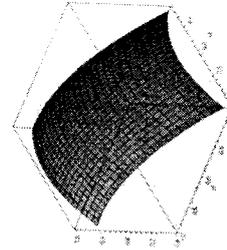
Графічні залежності об'ємного ККД розчинонасоса від рухомості перекачуваного розчину при різних приведених об'ємах компенсаторів : а) для компенсатора №2 1 – $V_{комп} = 13$, $дм^3$; 2 – $V_{комп} = 17$, $дм^3$; 3 – $V_{комп} = 25$, $дм^3$; 4 – $V_{комп} = 30$ $дм^3$; 5 – $V_{комп} = 38$, $дм^3$ б) для компенсатора №3 1 – $V_{комп} = 41$, $дм^3$; 2 – $V_{комп} = 47$, $дм^3$; 3 – $V_{комп} = 55$, $дм^3$; 4 – $V_{комп} = 65$ $дм^3$; 5 – $V_{комп} = 75$, $дм^3$

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	Π	см	10	9	8,5	8	1
X_2	Середній тиск подачі розчину	P	МПа	2,5	1,5	-	0,5	1
X_3	Об'єм повітря у компенсаторі приведений до атмосферних умов	$V_{комп}$	$дм^3$	41	47	-	65	75

Алгебраїчне рівняння, яке відображає зв'язок між об'ємним ККД $\eta_{об}$ у розчинонасосу та вихідними факторами

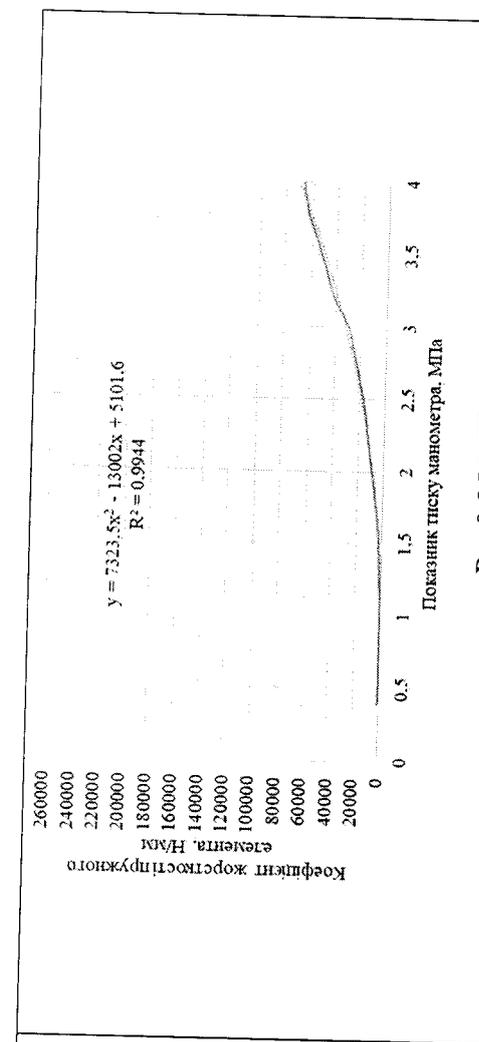
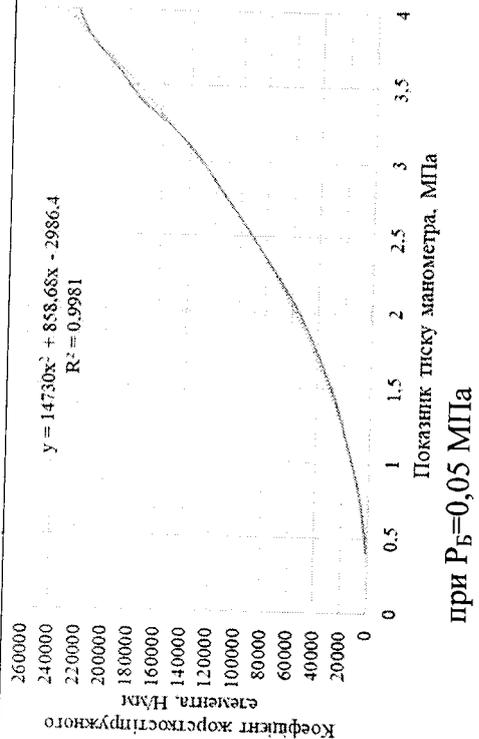
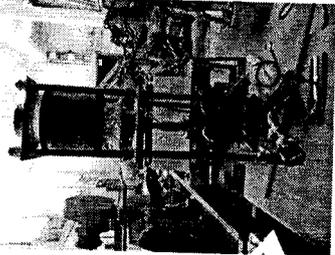
$$\eta_{об} = -7,8831044 + 1,654232X_1 + 0,2675696X_2 + 0,018733X_3 - 0,086X_1^2 - 0,073X_2^2 - 0,00032X_3^2 - 0,009488X_1X_2 + 0,0014X_1X_3 + 0,0008X_2X_3$$



а) б) в)

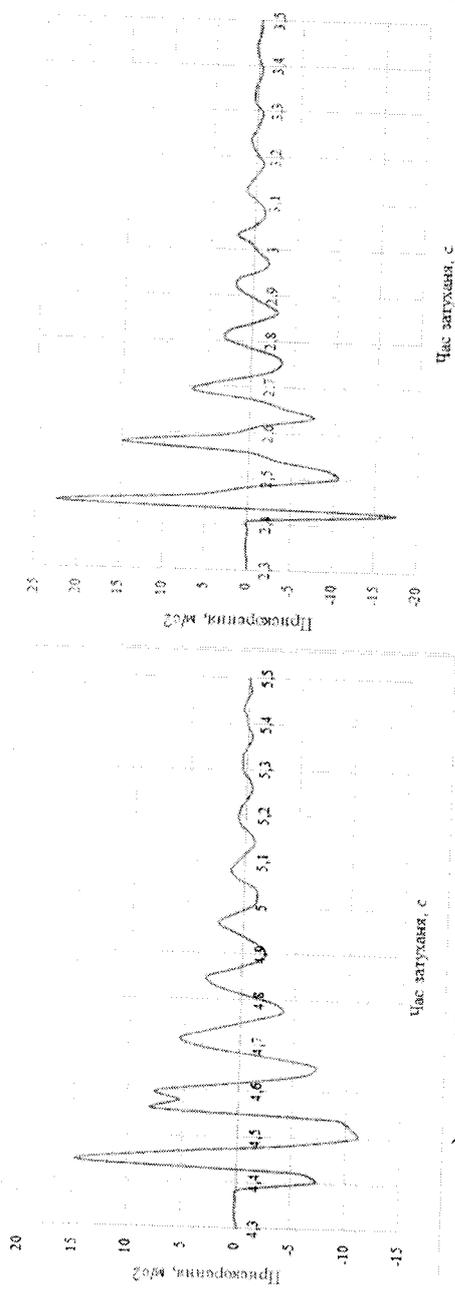
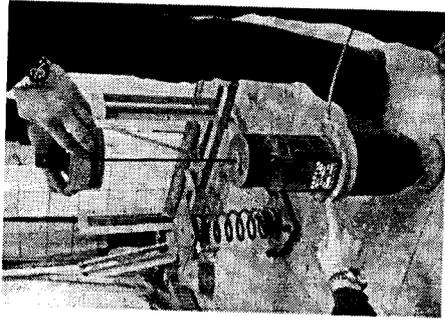
Залежність об'ємного ККД розчинонасоса: а) від рухомості та середнього тиску подачі розчину; б) від рухомості розчину та об'єму повітря у компенсаторі, що приведений до атмосферних умов; в) від середнього тиску подачі розчину та об'єму повітря у компенсаторі, що приведений до атмосферних умов

ЗАЛЕЖИВІСТЬ ЗМІНИ КОЕФІЦІЄНТА ЖОРСТКОСТІ ПНЕВМОБАЛОНА АВТОМОБІЛЯ Opel Vivaro ЯК ЗАМКНЕНОЇ КАМЕРИ КОМПЕНСАТОРА

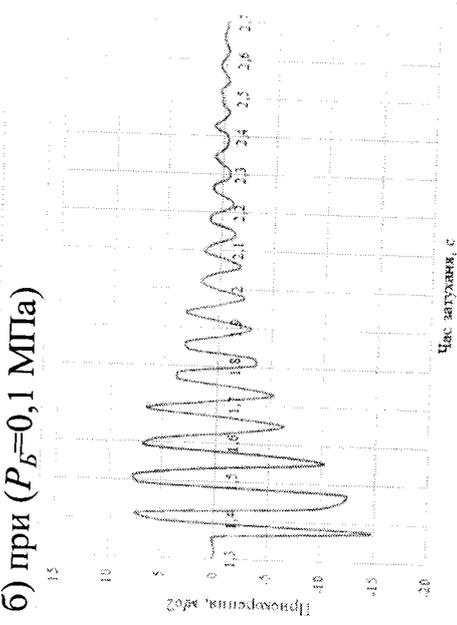


№ пп	Показники тиску манометра P , МПа	Значення зусилля пружного елемента F , Н	Зміна вертикальних лінійних розмірів за вирівнювання l , мм			Середнє значення лінійного розміру l , мм	Коефіцієнт жорсткості k , Н/мм
			1-е	2-е	3-є		
1	2	3	4	5	6	7	8
1	0,4	246	322	323	322	322	1230,88
2	0,6	369	317	318	317	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

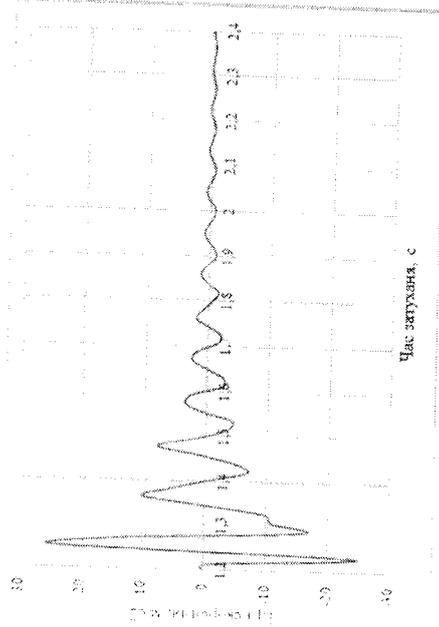
ДОСЛІДЖЕННЯ ШВИДКОСТІ ЗАГУХАННЯ КОЛИВАНЬ (ВІБРОПОГЛИНАННЯ)



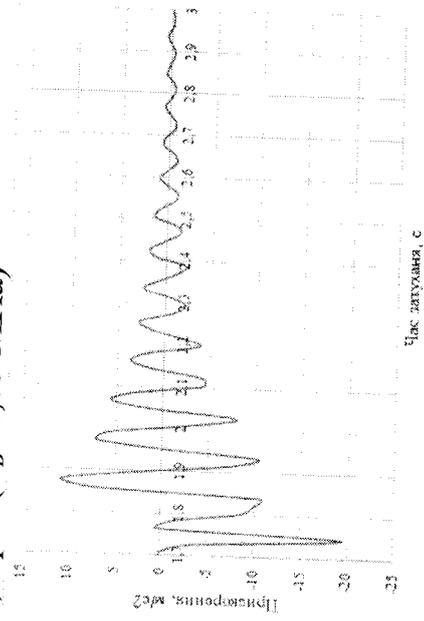
а) при ($P_B=0,05$ МПа)



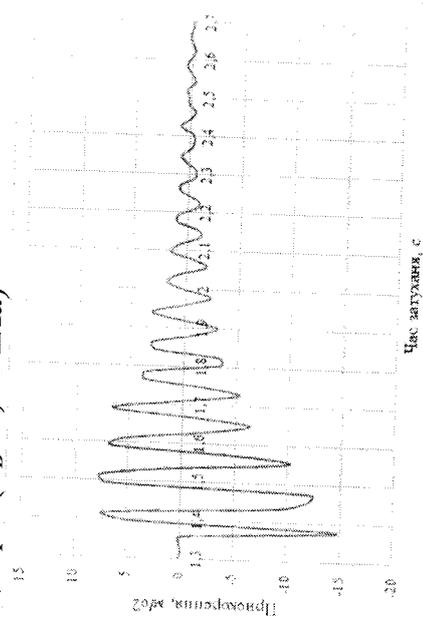
б) при ($P_B=0,1$ МПа)



в) при ($P_B=0,15$ МПа)



г) при ($P_B=0,2$ МПа)

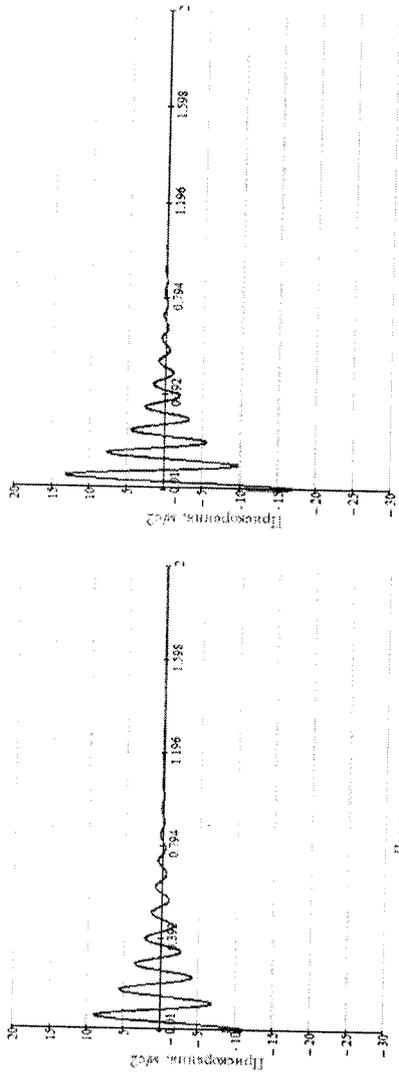


д) при ($P_B=0,25$ МПа)

Визначені графічні залежності дають дієвий час загукання коливань:

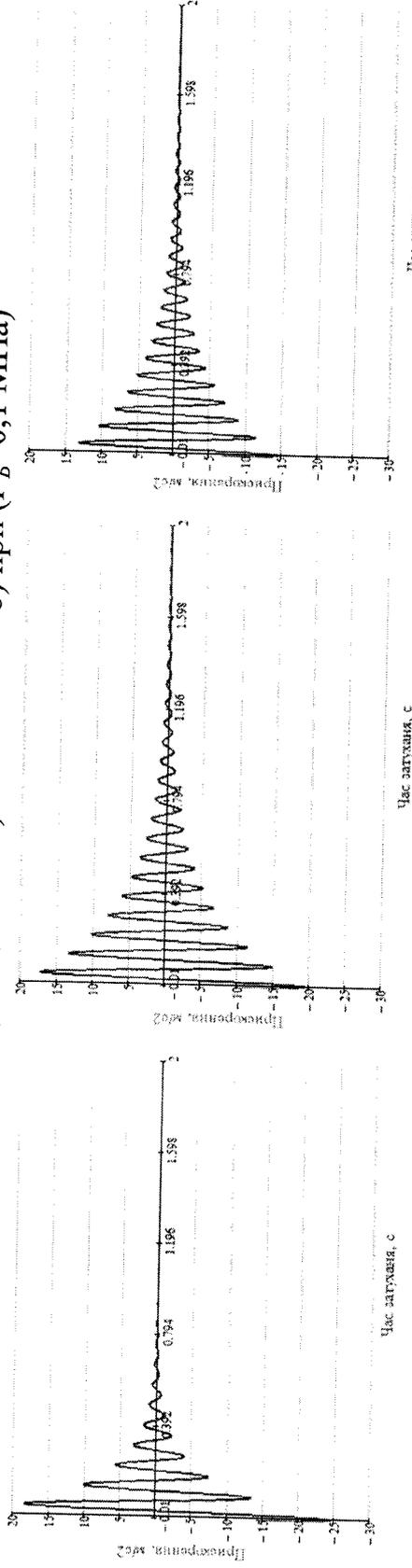
- для пневмобалону при $P_B=0,05$ МПа – 1,02 с; – для пневмобалону при $P_B=0,1$ МПа к – 1,1 с;
- для пневмобалону при $P_B=0,15$ МПа – 1,09 с; – для пневмобалону при $P_B=0,2$ МПа – 1,3 с;
- для пневмобалону при $P_B=0,25$ МПа – 1,35 с.

МАТЕМАТИЧНО ВИЗНАЧЕННИ ПРОЦЕС ЗАТУХАННЯ ВЕРТИКАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ У ПНЕВМОБАЛОНА АВТОМОБІЛЯ Opel Vivaro



а) при $(P_B=0,05 \text{ МПа})$

б) при $(P_B=0,1 \text{ МПа})$



в) при $(P_B=0,15 \text{ МПа})$

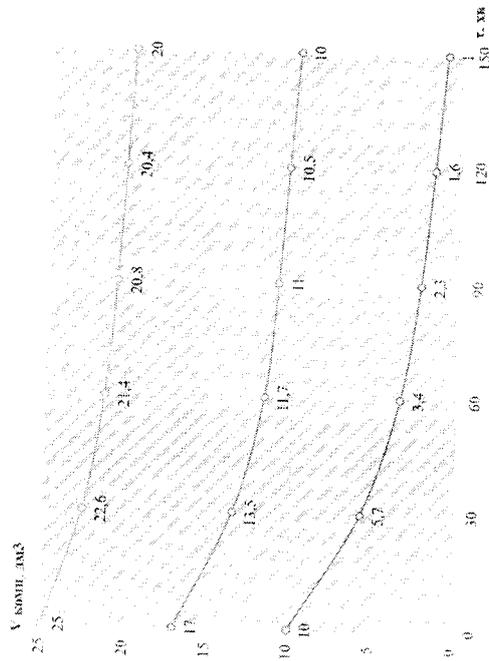
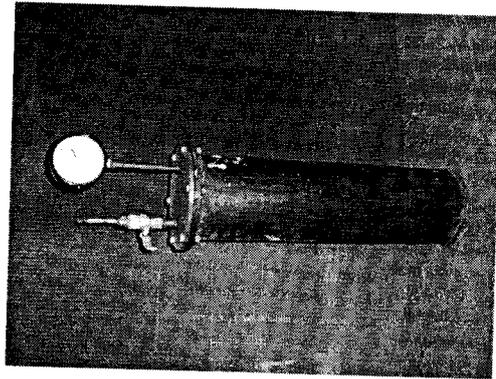
г) при $(P_B=0,2 \text{ МПа})$

д) при $(P_B=0,25 \text{ МПа})$

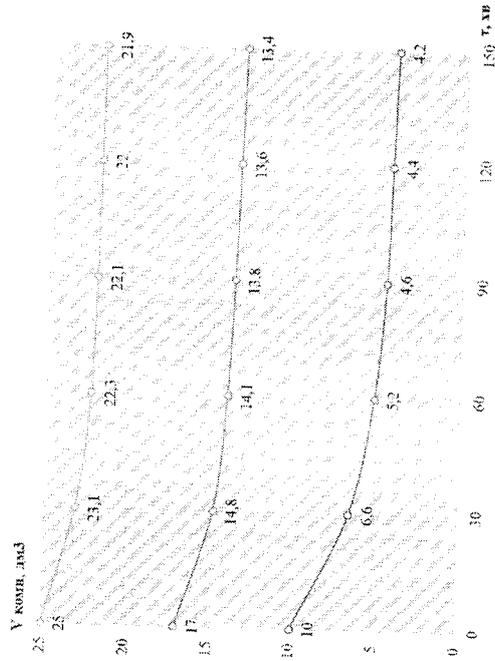
Кількість коливань до повного затухання на графічних залежностях отриманих математичним шляхом будуть:
— для пневмобалона при $P_B = 0,5 \text{ МПа}$ — 9; — для пневмобалона при $P_B = 0,1 \text{ МПа}$ — 8;
— для пневмобалона при $P_B = 0,15 \text{ МПа}$ — 9; — для пневмобалона при $P_B = 0,2 \text{ МПа}$ — 19;
— для пневмобалона при $P_B = 0,25 \text{ МПа}$ — 21.

ГРАФІЧНІ ЗАЛЕЖНОСТІ ЗМІНИ ОБ'ЄМУ ПОВІТРЯ ПРИВЕДЕНОГО ДО АТМОСФЕРНОГО ВІЛЬНИЙ КАМЕРІ КОМПЕНСАТОРА ПРИ РІЗНИХ ПОЧАТКОВИХ ОБ'ЄМАХ ПОВІТРЯ, ПРИ ТИСКУ $p=0,6$ МПа, ТА РІЗНИХ РУХОМОСТЯХ РОЗЧИНУ ПІД ЧАС ВІБРАЦІЙНОГО ЗБУДЖЕННЯ

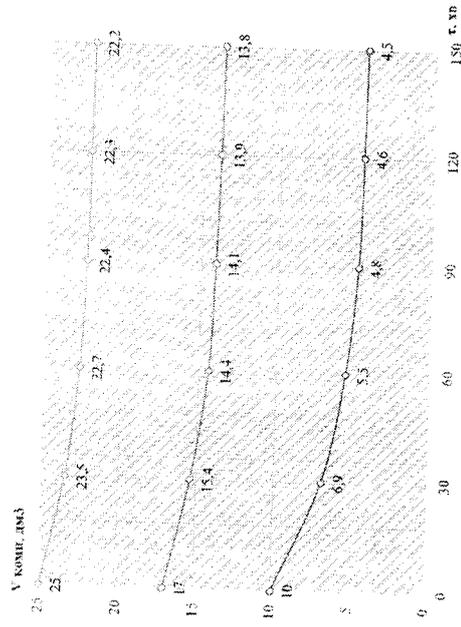
Стенд дослідження насичення провітрям вільної камери компенсатора



а) – при П 8 см;



б) – при П 10 см;



в) – при П 12 см

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота є закінченою науково-дослідницькою роботою, в якій проведено аналіз робочих процесів розчинонасоса, який забезпечив високі експлуатаційні можливості, високий рівень технічних параметрів а саме: продуктивність, об'ємний ККД, знижений рівень ступеня пульсації тиску, ефективність в роботі під час нанесення будівельних та шпукатурних розчинів.

В результаті досліджень та аналізу роботи однопоршневого розчинонасоса з комбінованим компенсатором №3 вирішено науково-прикладні завдання за рахунок вдосконалення конструкції компенсуючого пристрою, що забезпечить підвищення ефективності його роботи в умовах стабільного транспортування розчинів по трубопроводах, та знайшло відображення в наступному:

1. Розглянуто та проаналізовано конструкції вітчизняних та закордонних зразків розчинонасосів. Розглянуто конструкції компенсуючих пристроїв та визначено пріорітети вдосконалення конструкції компенсуючих пристроїв розчинонасоса одинарної дії.
2. Проведено аналіз конструкцій комбінованих компенсаторів та представлено нові конструкції розчинонасоса з вдосконаленими компенсуючими пристроями.
3. Розглянуто роботу однопоршневого розчинонасоса з використанням комбінованих компенсаторів №2 та №3.
4. Представлено теоретичний аналіз роботи розчинонасоса на основі закону руху робочого органа та визначено графічні залежності зміни тиску в такті всмоктування при $0 \leq \varphi \leq \pi$ $P_{\varphi_{min}}$ та такті нагнітання. Комбінований компенсатор №3 дозволяє зменшити пульсації тиску з 26% до 5%.
5. Проаналізовано механізм впливу тиску подачі розчину на об'ємний ККД розчинонасоса.
6. Визначено, які фактори впливають на зменшення ступеня пульсації тиску подачі: закон руху робочого органа, зміна тиску подачі розчину, кількісно зворотні витоки через всмоктувальний та нагнітальний клапани, величина приведенного

Доведено, що величина об'єму компенсатора впливає на зменшення рівня ступеня пульсації розчину Також теоретично встановлено, що тиск подачі розчину має певний вплив на об'ємний ККД розчинонасоса з причини стиснення пухирців повітря у розчині.

7. Проаналізовано механізм впливу на об'ємний ККД розчинонасоса тиску розчинів. Встановлено, що тиск подачі розчинів здійснює вплив за рахунок стиснення повітря у розчині.
8. Результати теоретичних досліджень вказують на те, що пульсації тиску у розчинонасоса з комбінованим компенсатором №3 менші на 15% при $P_1=8$ см, 12% при $P_2=10$ см та на 6% при $P_3=12$ см по відношенню до гідропровідного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму. Розбіжність результатів теоретичних та експериментальних досліджень не перевищує 5%.
9. На основі багатofакторного експерименту максимального значення 82% об'ємний ККД гідропровідного розчинонасоса досяг при перекачуванні будівельних розчинів рухомістю $P=8$ см зі спеціальною вставкою під кутом нахилу $\beta = 45^\circ$ у всмоктувальній камері та підпружиненим нагнітальним клапаном.
10. 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.
11. На основі результатів проведеного аналізу, експериментальних досліджень та виробничих випробувань натурного зразка розчинонасоса, запропоновано науково-обґрунтовану методику розрахунку основних показників роботи однопоршневого розчинонасоса з комбінованими компенсаторами пульсації тиску та збільшеного об'єму, на основі якої розроблено технічну документацію на розчинонасос, що розглядається.