

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 кваліфікаційної роботи

Магістр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: Дослідження робочих процесів клапанних вузлів розчинонасосів

Виконав: здобувач II курсу другого
(магістерського) рівня, групи 602-мММ,
спеціальності

133 – Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

Загорулько С.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник Васильєв О.С.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Матвієнко А.М.

(прізвище та ініціали)

Полтава – 2023 року

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ПОЛТАВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА ІМЕНІ ЮРІЯ КОНДРАТЮКА»
КАФЕДРА ГАЛУЗЕВОГО МАШИНОБУДУВАННЯ ТА МЕХАТРОНІКИ

**Дослідження робочих процесів клапанних вузлів
розчинонасосів**

Кваліфікаційна робота магістра

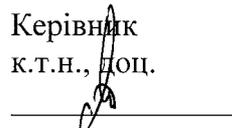
Лист затвердження

ГММ.602-мММ.025-00.00.000 КРМ - ЛЗ

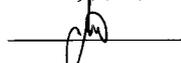
Розробив здобувач групи 602-мММ

 С.В. Загорулько
«28» 12 2023 р.

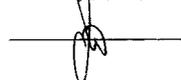
Керівник
к.т.н., доц.

 О.С. Васильєв
«28» 12 2023 р.

Технологічний контроль
к.т.н., доц.

 О.С. Васильєв
«28» 12 2023 р.

Нормативний контроль
к.т.н., доц.

 О.С. Васильєв
«28» 12 2023 р.

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри
галузевого машинобудування та мехатроніки,
к.т.н., доц.



О. В. Орісенко

№/п/к/л	Формат	Позначення	Назва	Кільк. листів	№ екз.	Примітка
1						
2			Документація загальна			
3						
4			Вперше розроблена			
5						
6	A4	ГММ.602-МММ.025-00.00.000ТЗ	Технічне завдання	1	-	
7	A4	ГММ.602-МММ.025-00.00.000А	Анотація	2	-	
8	A4	ГММ.602-МММ.025-00.00.000ПЗ	Пояснювальна записка	71	-	
9						
10			Документація наукова			
11						
12			Вперше розроблена			
13						
14	A4	ГММ.602-МММ.025-00.00.000ПМ	Дослідження робочих процесів клапанних вузлів розчинонасосів			
15						
16			Презентаційні матеріали	38	-	
17						
18						
19						
20						
21						
22						
23						
24						

ГММ.602-МММ.025-00.00.000ВР

Зм.	Лист	№ док.м.	Підп.	Дата
Зроб.		Загорцук		28.12
Перевір.		Васильєв		28.12
Контр.		Васильєв		28.12
Затв.		Орисянко		29.12

Дослідження робочих процесів клапанних вузлів розчинонасосів

Лист	Лист	Листів
н		1

Національний університет імені Юрія Кондратюка
ННІТР, 2023 р.

Копіював

Формат А4

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

Рівень вищої освіти Магістр

Напрямок підготовки _____

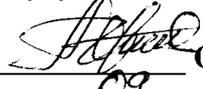
(шифр і назва)

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

**Завідувач кафедри галузевого
машинобудування та мехатроніки, к.т.н.,
доцент**


Олександр ОРИСЕНКО
« 04 » _____ 2023 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ

Загорульку Семену Володимировичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи магістра: Дослідження робочих процесів
клапанних вузлів розчинонасосів

керівник роботи (проекту) Васильєв Олексій Сергійович, к.т.н., доцент,

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від «04» вересня 2023 року
№ 968-ф,а.

2. Строк подання здобувачем кваліфікаційної роботи магістра:
«29» грудня 2023 року.

3. Вихідні дані до кваліфікаційної роботи магістра: Аналіз робочих процесів
клапанних вузлів розчинонасосів.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно
розробити): Зміст. Вступ. 1. Огляд та аналіз конструкцій розчинонасосів.
2. Теоретичне дослідження клапанних вузлів розчинонасосу. 3. Практичне
дослідження клапанних вузлів розчинонасосу. 4. Обґрунтування конструктивної
схеми та параметрів розчинонасосу з тарілчастими клапанами. Висновки. Список
літератури. 5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових
креслень) Дослідження робочих процесів клапанних вузлів розчинонасосів. –
Презентаційні матеріали.

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи магістра

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

7. Дата видачі завдання «04» вересня 2023 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Приміт
1	Огляд та аналіз конструкцій розчинонасосів.	20.10.2023 р.	
2	Теоретичне дослідження клапанних вузлів розчинонасосу.	10.11.2023 р.	
3	Практичне дослідження клапанних вузлів розчинонасосу.	24.11.2023 р.	
4	Обґрунтування конструктивної схеми та параметрів розчинонасосу з тарілчастими клапанами.	01.12.2023 р.	
5	Висновки. Список літератури.	08.12.2023 р.	
6	Оформлення презентаційних матеріалів.	15.12.2023 р.	
7	Компонування пояснювальної записки.	22.12.2023 р.	
8	Здача готового проекту.	29.12.2023 р.	

Здобувач вищої освіти


(підпис)

Загорулько С. В.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Васильєв О. С.
(прізвище та ініціали)

Анотація

С.В. Загорулько. Дослідження робочих процесів клапанних вузлів розчинонасосів.

Магістерська кваліфікаційна робота на здобуття освітньо-кваліфікаційного рівня «магістр» зі спеціальності 133 “Галузеве машинобудування”, – Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», Полтава, 2023.

Магістерська кваліфікаційна робота полягає у дослідженні робочих процесів клапанних вузлів розчинонасосів.

В ході аналізу і огляду існуючих конструкцій розчинонасосів було виявлено, що в розчинонасосах найчастіше використовуються та досліджуються кулькові клапани. Проте аналогічних наукових досліджень для розчинонасосів із тарільчастими клапанами не було виявлено.

Отже, для проведення досліджень з усіх розглянутих конструкцій розчинонасосів було вирішено використовувати вертикальний розчинонасос із єдиним диференціальним робочим органом у вигляді проточного плунжера, двома тарільчастими клапанами та механічним приводом.

Був досліджений вплив: на об’ємний ККД розчинонасосу діаметра сідла та висоти підйому клапана; частоти руху і довжини ходу робочого органу, а також рухливості розчину, що перекачується на об’ємний ККД розчинонасосу; маси всмоктуючого клапана на об’ємний ККД розчинонасоса.

Описано конструктивні особливості стенду розчинонасосу на базі якого проводилось дослідження клапанного вузла.

Ключеві слова: вертикально-плунжерний розчинонасос, тарільчастий клапан, об’ємний ККД розчинонасосу.

Примів

С. В.
(ініціали)

С.
(ініціали)

ГММ.602-МММ.025 – 00.00.000 А

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Лім.	Лист	Листів
Зроб.		Загорулько		28.12	Н	1	2
Зрев.		Васильев		28.12	Анотація Національний університет імені Юрія Кондратюка, ННІТР, 2023 р		
– контр.		Васильев		28.12			
Зств.		Орисенко		29.12			

Annotation

S.V. Zahorulko. Study of working processes of valve assemblies of solution pumps.

Master's qualification work for obtaining the educational and qualification level "master" in specialty 133 "Industrial mechanical engineering", National University "Poltava Polytechnic named after Yury Kondratyuk", Poltava, 2023.

The master's qualification work consists in the study of the working processes of valve assemblies of solution pumps.

During the analysis and review of existing designs of solution pumps, it was found that ball valves are most often used and studied in solution pumps. However, no similar scientific studies have been found for solution pumps with poppet valves.

Therefore, it was decided to use a vertical solution pump with a single differential working body in the form of a flow plunger, two poppet valves and a mechanical drive to carry out research from all the considered solution pump designs.

The effect of: seat diameter and valve lift height on the volumetric efficiency of the solution pump was investigated; frequency of movement and stroke length of the working body, as well as the mobility of the solution pumped to the volumetric efficiency of the solution pump; the mass of the suction valve on the volume efficiency of the solution pump.

The structural features of the solution pump stand, on the basis of which the valve assembly was studied, are described.

Keywords: vertical-plunger solution pump, poppet valve, volume efficiency of solution pump.

					ГММ.602-МММ.025 – 00.00.000 А	Лист
№	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		2

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»
Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки

Дослідження робочих процесів клапанних вузлів розчинонасосів

**Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи магістра**

ГММ.602-мММ.025–00.00.000ПЗ

Полтава – 2023 року

Зміст

Вступ	4
1 Огляд та аналіз конструкцій розчинонасосів.....	6
1.1 Пневмонагнітачі.....	6
1.2 Гвинтові розчинонасоси.....	8
1.3 Шлангові розчинонасоси	10
1.4 Поршневі та плунжерні розчинонасоси	11
1.5 Огляд та аналіз клапанів об'ємних насосів.....	20
2 Теоретичне дослідження клапанних вузлів розчинонасосу	27
2.1 Визначення об'єкта дослідження.....	27
2.2 Вибір раціональних конструктивних параметрів тарілчастого клапана у вертикальному диференціальному розчинонасосі методом математичного моделювання	28
2.3 Теоретичний аналіз параметрів, що забезпечують ефективність роботи розчинонасосу	34
3 Практичне дослідження клапанних вузлів розчинонасосу	41
3.1 Опис стенда для дослідів	41
3.2 Прилади та засоби вимірювань	44
3.3 Методика проведення дослідів та обробки результатів.....	45
3.4 Аналіз експериментальних даних	52
3.4.1 Вплив на об'ємний ККД розчинонасосу діаметра сікла та висоти	

					ГММ.602-мММ.025 – 00.00.000 ПЗ		
№	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Зміст		
Зроб.		Загорулько	<i>Заг</i>	28.12			
Зрев.		Васильєв	<i>Вас</i>	28.12			
Звчтр.		Васильєв	<i>Вас</i>	28.12			
Звз.		Орисенко	<i>Ори</i>	29.12			
					Лім.	Лист	Листів
					Н		2
					Національний університет імені Юрія Кондратюка, ННІТР, 2023 р		

підйому клапана.....	52
3.4.2 Вплив частоти руху і довжини ходу робочого органу, а також рухливості розчину, що перекачується на об'ємний ККД розчинонасосу.....	54
3.4.3 Вплив маси всмоктуючого клапана на об'ємний ККД розчинонасоса.	56
3.4.4 Рекомендації щодо розрахунку параметрів тарілчастих клапанів.....	58
4 Обґрунтування конструктивної схеми та параметрів розчинонасосу з тарілчастими клапанами	61
Висновки.....	69
Список літератури	70

Вступ

Актуальність роботи. На сьогоднішній день для транспортування розчинів через трубопровід використовуються переважно розчинонасоси з самодіючими кульковими клапанами, які, не дивлячись на їхні переваги, мають численні істотні недоліки. Робота кулькових клапанів часто супроводжується великими зворотними витоками розчину, іноді вони можуть застрягти в густих розчинах, а також схильні до значного зносу при посадці на сідло. Використання кулькових клапанів також призводить до збільшення об'єму шкідливого простору робочої камери. Отже, для ліквідації даних недоліків пропонується впровадження тарілчастих клапанів у розчинонасос. Дане впровадження має поліпшити ефективність його роботи порівняно з кульовими клапанами, що має потенційно позитивний вплив на експлуатаційні та техніко-економічні характеристики.

Мета досліджень. Отже, основною метою цієї роботи є дослідження високопродуктивного вертикально-плунжерного розчинонасосу із тарілчастими клапанами призначеного для транспортування та автоматизованого нанесення на оброблювані поверхні будівельних розчинів. Додатково, робота спрямована на вивчення конструктивних рішень, обґрунтування їхньої ефективності та інтеграцію розробленої конструкції насоса в будівельне виробництво.

Завдання досліджень. Для досягнення поставленої мети визначено наступні завдання:

1) Провести аналіз літературних джерел та практичного досвіду використання розчинонасосів у будівельному виробництві з метою аргументації обраної цілі.

					ГММ.602-МММ.025 – 00.00.000 ПЗ		
№	Лист	№ докум.	Підп.	Дата			
Зав. проєк.		Загорулько		28.12			
Перев.		Васильєв		28.12			
					Вступ		
					Літ.	Лист	Листів
					н	4	21
					Національний університет імені Юрія Кондратюка, ННІТР, 2023 р		

2) Обґрунтувати наукову базу для оптимізації конструктивних параметрів тарілчастих клапанів у вертикально-плунжерному диференційному розчинонасосі шляхом використання математичного моделювання.

3) Обрати конструктивну схему та розробити експериментальний зразок перспективного вертикально-плунжерного диференційного розчинонасоса з тарілчастими клапанами на основі проведеного теоретичного аналізу.

4) Встановити аналітичні залежності для вивчення впливу конструктивних параметрів запропонованого насоса на його об'ємний коефіцієнт корисної дії (ККД).

5) Провести експериментальні дослідження для обґрунтування доцільності використання тарілчастих клапанів у вертикальних диференційних розчинонасосах.

Об'єкт дослідження – клапанні вузли розчинонасосу.

Предмет дослідження – робочі процеси клапанних вузлів вертикально-плунжерного розчинонасосу із тарілчастими клапанами.

1 Огляд та аналіз конструкцій розчинонасосів

На сьогоднішній день в будівництві для транспортування будівельних розчинів використовується декілька видів розчинонасосів, а саме: пневмонагнітачі, гвинтові, шлангові, поршневі та плунжерні розчинонасоси.

1.1 Пневмонагнітачі

У своїй конструкції пневмонагнітачі практично не мають поверхонь, між якими виникає тертя під час контакту з абразивним матеріалом, для отримання надлишкового тиску, необхідного для транспортування будівельного розчину. Через це вони не мають швидкозношуваних деталей, які можуть знижувати продуктивність та термін служби насоса [3].

Конструкція лопатевого валу пневмонагнітача (Рисунок 1.1) передбачає приготування розчину з сухих компонентів, його перемішування та подачу до вихідного патрубку для порційної подачі розчину в нагнітальний трубопровід. Після завантаження готовим розчином або його компонентами через завантажувальну воронку, ємність герметезується і заповнюється стисненим повітрям. Розчин порціями подається в вихідний патрубок і насичується при цьому стиснутим повітрям яке надходить в розчинопровід. Відбувається утворення пробки з розчину. Далі починається рух пробки при цьому повітряний прошарок збільшується за рахунок надходження повітря в розчинопровід до утворення нової пробки з розчину. Вихід розчину з розчинопроводу відбувається

					ГММ.602-мММ.025 – 00.00.000 ПЗ		
№	Пост.	№ докум.	Підп.	Дата	<i>Огляд та аналіз конструкцій розчинонасосів</i>		
Розроб.	Загорулько		28.12.				
Перев.	Васильєв		28.12.				
Провер.	Васильєв		28.12.				
Затв.	Орисенко		29.12.				
					Літ.	Лист	Листів
					Н	6	21
					Національний університет імені Юрія Кондратюка, ННІТР, 2023 р		

через спеціальні насадки, які застосовуються для гасіння потоку розчину та стисненого повітря на виході з труби [7].

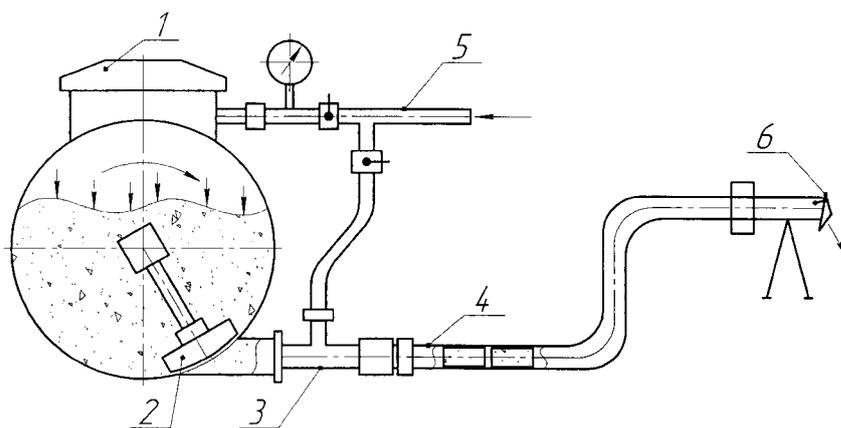


Рисунок 1.1 – Пневмонагнітач: 1 – завантажувальна воронка; 2 – лопатевий зал; 3 – нагнітальний патрубок; 4 – розчинопровід; 5 – пневматична магістраль; 6 – насадка для гасіння поточку розчину.

Установки пневмотранспорту можуть працювати в двох режимах:

– в поршневому режимі рух матеріалу по розчинопроводу з точно регульованим періодичним надходженням порцій розчинну і стиснутого повітря в нагнітальний розчинопровід. В цьому випадку стиснуте повітря подається до робочої ємності та в розчинопровід. Стиснене повітря служить енергоносієм, який рухає розчин по всій довжині розчинопроводу. Цей спосіб використовується виключно для транспортування розчину.

– в безперервному режимі – стиснуте повітря не подається в нагнітальний розчинопровід. Розчин під дією постійного тиску стиснутого повітря в посудині надходить в нагнітальний розчинопровід. Це забезпечує безперервний режим транспортування, який використовується для доставки розчину до форсунок під час механізованого нанесення розчину, наприклад, штукатурки стін.

Пневмотранспортні установки використовують переважно в поршневому режимі транспортування. Чергування ділянок розчину і повітря в нагнітаючому трубопроводі сприяє постійній швидкості транспортування, та оптимізує процес

Лист	№ докум.	Підп.	Дата	

ГММ.602-МММ.025 – 00.00.000 ПЗ

Лист

7

прокачування розчину по трубопроводу. Це дає можливість перекачувати щільні розчини, з осадкою стандартного конуса до 3...5 см.

Пневмонагнітачі мають схожу конструкцію та водночас мають такі недоліки: постійна потреба в джерелі стисненого повітря, що призводить до значного шуму; операційна періодичність; складні процедури обслуговування; значні габарити і вартість; обмежений тиск компресора; і наявність стисненого повітря в розчині, що перекачується, що призводить до суспензії розчину та проходження повітря через розчин.

1.2 Гвинтові розчинонасоси

Гвинтовий розчинонасос (зображений на Рисунку 1.2) отримав свою назву через використання гвинта як робочого органу. Гвинт обертається в нерухомій гумовій обоймі, що призводить до переміщення будівельного розчину. Цей розчинонасос складається з бункера з гвинтовим живильником, насосного вузла та електродвигуна з редуктором. Під час роботи розчинонасоса електродвигун передає крутний момент через редуктор до живильника, який, в свою чергу, за допомогою шарнірної муфти приводить в рух гвинтовий нагнітач.

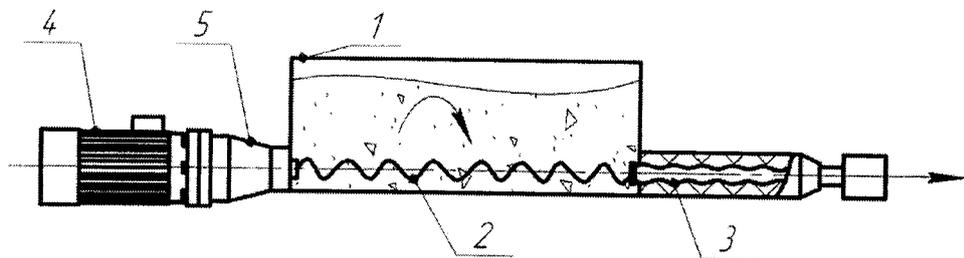


Рисунок 1.2 – Гвинтовий розчинонасос: 1 – бункер; 2 – живильник; 3 – насосний вузол; 4 – електродвигун; 5 – редуктор.

№	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.602-МММ.025 – 00.00.000 ПЗ

Лист

8

Поперечний переріз гвинта являє собою коло діаметром d , центр якого зміщений відносно вісі гвинта на величину ексцентриситету. Робоча поверхня обойми являє собою двозахідний гвинт з кроком в 2 рази більшим ніж у гвинта. При обертанні гвинт входить в контакт з обоймою, при цьому в крайніх положеннях контакт відбувається по лініях, а в проміжкових положеннях по точках. Всі ці точки та лінії утворюють контури замикання які розділяють між гвинтом та обоймою вакуумні камери в яких транспортується розчин. Для того щоб утворені камери були герметичними і добре транспортували розчин гвинт роблять дещо більшим ніж обойма. При обертанні гвинта розчин потрапляє в утворені камери і безперервно переміщається по гвинтовій лінії вздовж вісі обойми від її всмоктувальної частини до нагнітальної. Це забезпечує без імпульсне перекачування розчину. Дана конструкція насосу окрім мілкозернистих розчинів також може перекачувати бетонні суміші [6].

Гвинтові насоси мають доволі просту конструкцію та малу вагу що впливає на легкість експлуатації, при цьому здатні розвивати тиск до 2,5 МПа. Дуже часто гвинтові розчинонасоси використовують для транспортування шпаклівок, паст та малярних розчинів.

Ці розчинонасоси широко застосовуються для перекачування будівельних розчинів з одного місця в інше. Однак, їхня обмежена продуктивність у 2,5–3,5 м³ год та низький тиск роблять їх менш підходящими для нанесення розчинів на зброблювані поверхні. Якщо збільшити габаритні розміри насосного вузла для забезпечення необхідної продуктивності при збільшенні тиску нагнітання збільшується перетікання розчину між камерами насосного вузла. Це, в свою чергу, призводить до скорочення ресурсу роботи насоса та зниження коефіцієнта корисної дії (ККД).

При транспортуванні розчину на значну висоту та відстань через грубу форму наповнювачів розчину термін служби насосного вузла знижується.

					ГММ.602-МММ.025 – 00.00.000 ПЗ	Лист
№	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		9

1.3 Шлангові розчинонасоси

Принцип роботи шлангових розчинонасосів ґрунтується на використанні гнучких властивостей еластичного рукава, який закріплений між всмоктуючим та нагнітаючим патрубками (див. Рисунок 2).

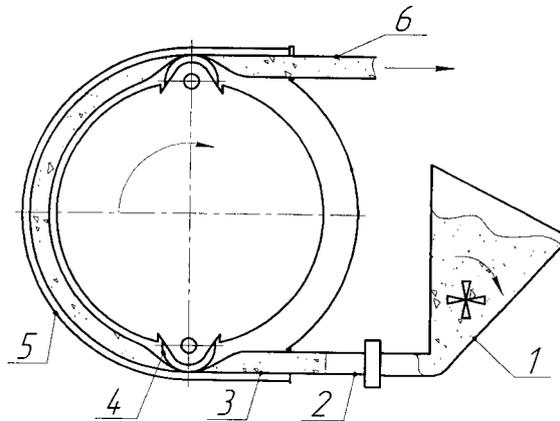


Рисунок 1.3 – Шланговий розчинонасос: 1 – бункер; 2 – всмоктуючий патрубок; 3 – рукав для розчину; 4 – притискний ролик; 5 – корпус розчинонасосу; 6 – нагнітаючий патрубок.

Процес роботи шлангового розчинонасосу полягає в тому, що при прокатуванні роликів по шлангу (рукаву), яких може бути 2 або більше, вони повністю деформують шланг, перекриваючи його. Рухаючись, ролик виштовхує розчин по шлангу у напрямку нагнітаючого патрубка. Після проходження ролика, завдяки своїм пружним властивостям, шланг відновлює свою форму, тим самим створюючи розрідження і всмоктуючи в себе нову порцію розчину. Далі цей цикл повторюється. Для поліпшення розрівнювання шлангу використовується вакуумна система всмоктування розчину, для цього весь механізм герметизується.

Перевагою такого насоса є простота конструкції. Він здатен розвивати тиск нагнітання до 2 МПа, а його продуктивність залежить від його розмірів. Окрім розчинів також може перекачувати бетонні суміші [22].

До недоліків шлангових розчинонасосів слід віднести обмежений термін служби еластичного шлангу, який зазвичай становить всього від 10 до 20 годин роботи. Якщо експлуатувати насос без вакуумної системи, еластичний шланг швидко втрачає свої властивості, і насос майже припиняє подавати розчин. При використанні вакуумної системи службовий термін шлангу може бути довший, проте це ускладнює конструкцію самого насоса та вимагає більш складного обслуговування.

1.4 Поршневі та плунжерні розчинонасоси

Перші прототипи поршневих розчинонасосів демонстрували значну продуктивність на рівні 6 м³/год. Такий високий рівень продуктивності ускладнював рівномірне розподілення розчину при механізованому нанесенні, що призводило до великих втрат і тимчасової відмови від механізованого нанесення штукатурки. Цю проблему було вирішено шляхом використання насосів з меншою продуктивністю, зокрема, плунжерних насосів із кульковими клапанами вільної дії.

Принцип роботи плунжерних розчинонасосів схожий з роботою поршневих, відмінність полягає лише в розмірах та потужності. Схема діафрагмового розчинонасосу наведена на рисунку 1.4. Застосування проміжної рідини усунуло можливість контакту плунжера з робочим середовищем, що забезпечило відмінні умови для його роботи та збільшило термін служби [13].

У такому насосі гумова діафрагма, яка має найменшу тривалість служби (не більше 100 машино-годин), є елементом, який швидко зношується. Однак вартість та легкість заміни цієї діафрагми дозволяє не звертати увагу на цей недолік. Рекомендується використовувати діафрагму зібрану з 3-4 шарів тонкої гуми для продовження терміну служби [5].

					ГММ.602-мММ.025 – 00.00.000 ПЗ	Лист
№	Титул	№ докум.	Підп.	Дата		11

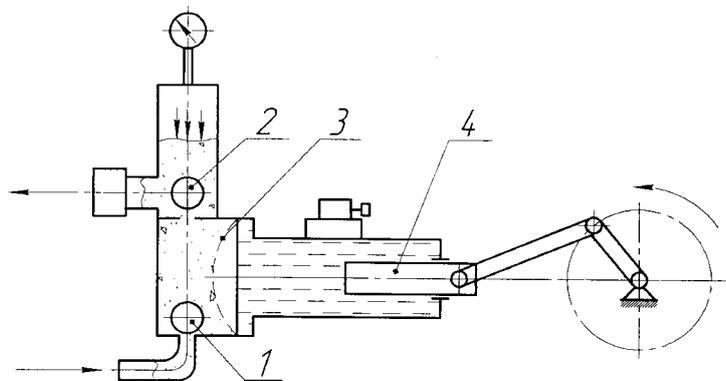


Рисунок 1.4 – Одноциліндровий плунжерний розчинонасос з роздільною діафрагмою: 1 – всмоктувальний кульковий клапан; 2 – нагнітальний кульковий клапан; 3 – мембрана; 4 – плунжер.

Маючи низку переваг ці насоси мають і недоліки такі як: недостатня всмоктуюча і нагнітальна сила. Вони утворюють тиск не вище 1,5 МПа та чутливі до рухливості розчину яка повинна бути не меншою ніж 10 см ОК.

Енергія, яку надає діафрагмовий насос при виході розчину з трубопроводу, виявляється недостатньою для забезпечення механізованого нанесення розчину. Для досягнення якісного та рівномірного розподілу розчину необхідно використовувати стиснуте повітря для його розпилення.

Однак цей метод має суттєві недоліки:

- необхідний пневмокомпресор, що призводить до підвищення вартості робіт;
- потребує більше фізичних зусиль робітників для утримання та перенесення шлангу з розчином та повітрям;
- в процесі роботи утворюється вапняно-водний туман, що може негативно впливати на здоров'я працівників.

Діафрагмові насоси поступово почали витіснятись поршневыми розчинонасосами з прямим впливом поршня на розчин, де відсутня діафрагма та проміжкова рідина (рисунок 1.5). Принцип безпосереднього впливу поршня на перекачуваний розчин дозволив забезпечити незалежність подачі від тиску нагнітання та вирішити завдання перекачування розчинів з меншою рухливістю,

№	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.602-мММ.025 – 00.00.000 ПЗ

Лист

12

не менше 7 см ОК (осадка конуса), а також здійснювати механізоване нанесення розчинів форсунками без використання стиснутого повітря. Для продовження терміну служби такого насосу внутрішня поверхня циліндра покривається хромом, а штокова частина циліндра постійно промивається водою.

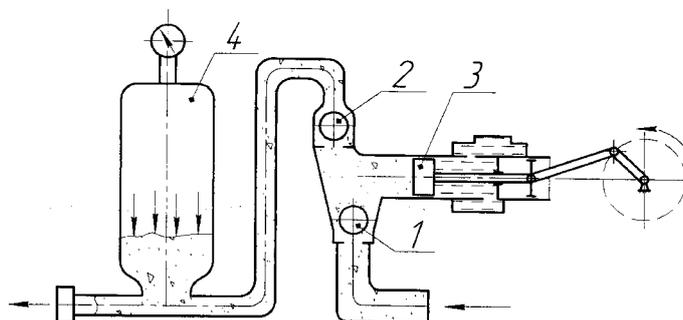


Рисунок 1.5 – Одноциліндровий поршневий розчинонасос одинарної дії:

1 – всмоктувальний кульковий клапан; 2 – нагнітальний кульковий клапан; 3 – поршень; 4 – повітряний ковпак.

За допомогою поршневих насосів будівельні розчини транспортуються безпосередньо на робочі місця без застосування додаткових перекачуючих установок. В конструкції розчинонасосу для згладжування пульсацій перекачуваного розчину, так само, як і в діафрагмових насосах, використовується повітряний ковпак. Однак у поршневих насосах, на відміну від діафрагмових, повітряний ковпак потребує підкачування стиснутого повітря для ефективної роботи, особливо при підвищенні тиску нагнітання, спричиненого переходом на висотне будівництво.

Використання традиційної схеми насоса двосторонньої дії (рисунок 1.6) для зниження рівня пульсацій не принесло позитивних результатів. Наявність у насосі 4 клапанів замість 2 при роботі з розчинами суттєво збільшує зворотні витоки та робить роботу насоса менш ефективною.

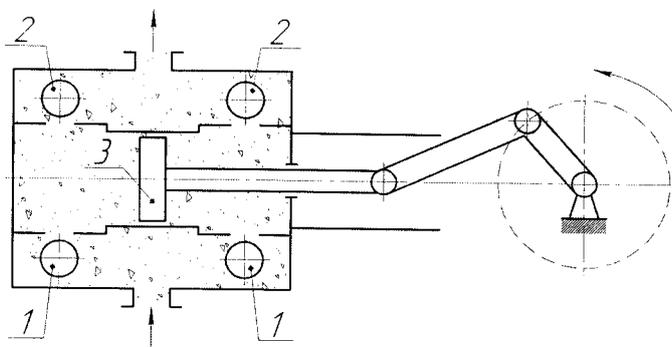


Рисунок 1.6. Одноциліндровий поршневий розчинонасос подвійної дії: 1 – всмоктувальний кульковий клапан; 2 – нагнітальний кульковий клапан; 3 – поршень двусторонньої дії.

Диференційна схема роботи насоса, яка забезпечує періодичний процес всмоктування та постійне нагнітання, дозволяє значно зменшити пульсацію перекачуваного розчину. Така схема розчинонаосу, яка зображена на (рисунок 1.7) і була запропонована німецькою компанією «Putzmeister» у 1965 році, має два циліндри: робочий і компенсаційний.

Особливістю конструкції є те, що робочий циліндр має всмоктувальний та нагнітальний кулькові клапани, тоді як компенсаційний циліндр не має клапанів і з'єднується з напірним патрубком. Під час руху поршня робочого циліндра вліво, розчин витісняється в компенсаційну камеру, а надлишок потрапляє в нагнітальний патрубок. В цей час поршень компенсаційного циліндра відходить в праву сторону, збільшуючи об'єм компенсаційної камери. При переміщенні поршня робочого циліндра вправо відбувається процес всмоктування розчину в робочу камеру. В цей час розчин з компенсаційного циліндра вижимається в нагнітальний патрубок.

					ГММ.602-мММ.025 – 00.00.000 ПЗ	Лист
№	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		14

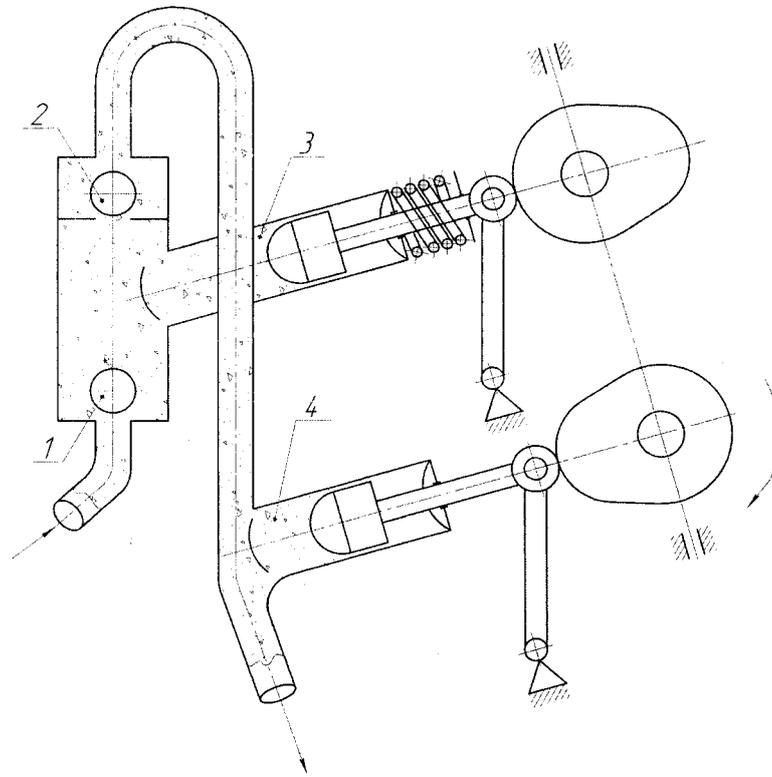


Рисунок 1.7. Двохциліндровий диференційний розчинонасос П-13:

1 – всмоктувальний кульковий клапан; 2 – нагнітальний кульковий клапан;
3 – робочий циліндр; 4 – компенсаційний циліндр.

Поршні переміщуються за допомогою кулачкового механізму, при цьому робочий поршень підпружинений для можливості переміщення вліво під час такту всмоктування. Включення та відключення камер здійснюється за допомогою самодіючих шарових клапанів. Зазначена схема теоретично має забезпечувати безімпульсну подачу розчину.

Кулачковий привід може забезпечувати практично будь-який закон руху поршня. Проте найбільш оптимальним з точки зору зниження динамічних навантажень в приводі при переході поршня через мертві точки є закон руху, близький до синусоїдального, який характеризується для приводу від кривошипно-шатунного механізму. За таким принципом працює насос РД-4 (рисунок 1.8), розроблений А. Ф. Дем'яненко (місто Харків) [15]. В цьому насосі кулачковий привід замінений на колінно-шатунний, що дозволяє розмістити циліндри вертикально один над одним і виключити з'єднувальний патрубков, який

Лист	№ докум.	Підп.	Дата	

ГММ.602-мММ.025 – 00.00.000 ПЗ

Лист

15

в попередній конструкції мав U-образну форму і створював значний гідравлічний опір. Крім того, U-образний патрубок схильний до утворення пробок.

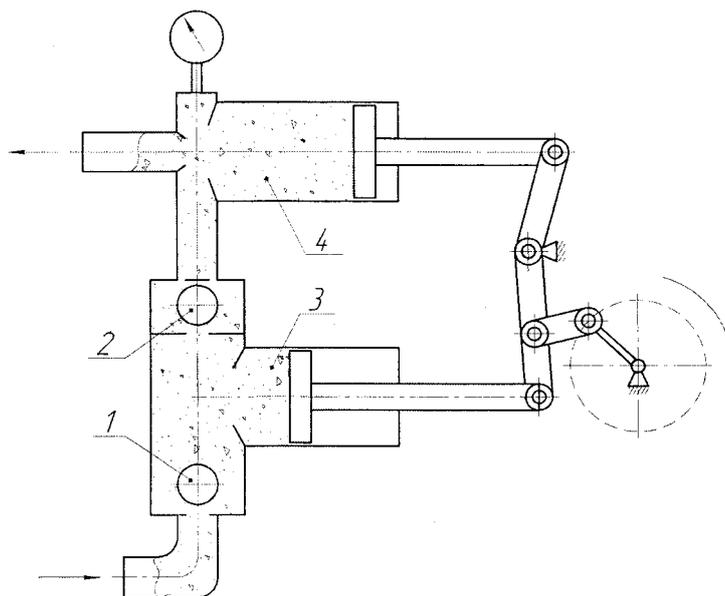


Рисунок 1.8. Двохциліндровий диференційний розчинонасос РД-4:

1 – всмоктувальний кульковий клапан; 2 – нагнітальний кульковий клапан;
3 – робочий циліндр; 4 – компенсаційний циліндр.

Використання колінно-шатунного приводу дозволило суттєво спростити конструкцію приводу насосу і, в той же час, підвищити його надійність. Проте це також призвело до втрати безімпульсності подачі насосу, хоча нові якості дозволяють йти на компроміс з появою незначної пульсації подачі.

Для всіх поршневих насосів з двома циліндрами з диференційною схемою характерні дві невирішені конструктивні негативні особливості:

– значний об'єм шкідливого простору, який суттєво зменшує наповнюваність робочої камери під час перекачування розчинів зниженої рухливості та, відповідно, обумовлює зменшення ККД насосу;

– відсутність прямоочності під час перекачування розчину, що означає, що розчин багаторазово змінює напрямок свого руху під час проходження через насос.

У певній мірі ці недоліки усуває розчинонасос прямоочного типу (рисунок 1.9). Його особливість полягає у наявності порожнистого диференціального

Лист	№ докум.	Підп.	Дата	

ГММ.602-мММ.025 – 00.00.000 ПЗ

Лист

16

плунжера з нагнітаючим поршнем всередині. Процес нагнітання відбувається як при руху плунжера вгору, так і при його руху вниз, що робить його перевагою диференційного насосу. Зворотно-поступальний рух плунжера здійснюється за допомогою коливальних рухів коромисла, пов'язаного з кривошипом. Під час руху порожнистого плунжера вгору нагнітаючий клапан закривається, і розчин всмоктується в робочу камеру через впускний клапан. При опусканні плунжера всмоктуючий клапан закривається, і розчин через нагнітальний клапан видавлюється в компенсаційну камеру та частково в нагнітальний патрубок. Під час наступного руху плунжера вгору відбувається витіснення розчину в нагнітальний патрубок та одночасне всмоктування його в робочу камеру.

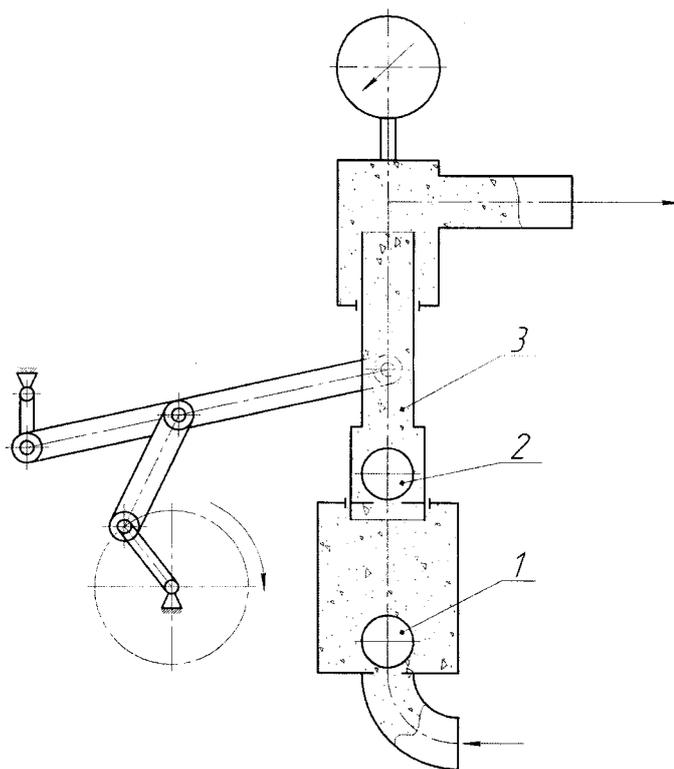


Рисунок 1.9. Одноциліндровий диференційний плунжерний розчинонасос РН-2: 1 – всмоктувальний кульковий клапан; 2 – нагнітальний кульковий клапан; 3 – порожнистий диференційний плунжер.

До недоліків одноциліндрових диференційних розчинонасосів приведені конструкції можна віднести:

- значний лінійний розмір в осьовому напрямку;

- складність конструкції;
- складність промивання верхнього манжетного ущільнювача для забезпечення умов для сприятливих умов його експлуатації.

Регульований розчинонасос РН-4 [19] із порожнистим диференційним поршнем, розроблений в колишньому Полтавському технічному університеті, успішно справляється з малоімпульсною високонапірною подачею жорстких розчинів з рухливістю до 7 см ОК. Схема цього розчинонасосу зображена на рисунку 10.

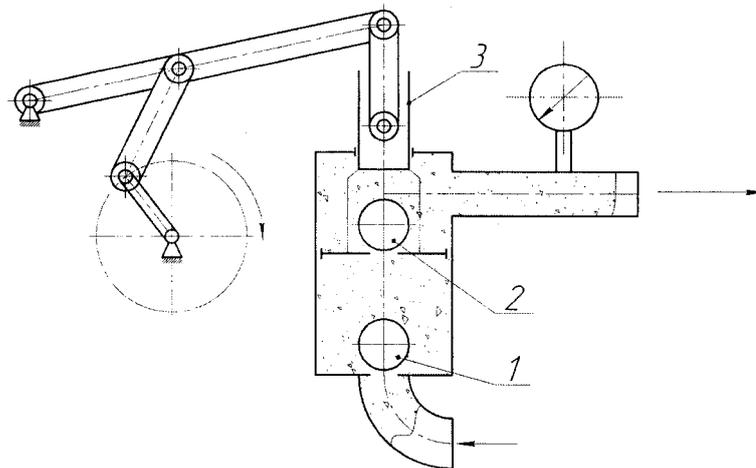


Рисунок 1.10. Одноциліндровий диференційний поршневий розчинонасос РН-4: 1 – всмоктувальний кульковий клапан; 2 – нагнітальний кульковий клапан; 3 – поршень.

Принцип роботи цього розчинонасосу визначається наступним чином. Диференційний поршень поділяє циліндр на дві камери - робочу та компенсаційну. Під час підняття диференційного поршня збільшується об'єм робочої камери, що призводить до створення розрідження. В цей момент всмоктувальний кульковий клапан відкривається, і розчин починає потрапляти в робочу камеру через всмоктувальний патрубок. Одночасно об'єм компенсаційної камери зменшується, утворюючи надлишковий тиск, і нагнітальний кульковий клапан закривається, що призводить до видавлювання розчину в нагнітальний патрубок.

При опусканні поршня всмоктувальний клапан закривається, розчин з робочої камери через відкритий нагнітальний клапан потрапляє в компенсаційну камеру. Частина цього розчину направляється для заповнення компенсаційної камери, яка розширюється, а інша потрапляє в нагнітальний трубопровід. Завдяки відношенню площ поперечного перерізу поршня і його штока в співвідношенні 2:1, швидкість подачі розчину при опусканні поршня така сама, як і при його піднятті, що забезпечує подачу розчину з малою амплітудою коливань.

За рахунок зміни величини ексцентриситету ексцентрикового валу плавно регулюється величина ходу поршня, а, отже і продуктивність розчинонасосу в діапазоні від 0 до 4 м³/год.

На основі цієї конструкції реалізовано розчинонасос з гідравлічним приводом. Схема циліндро-поршневої групи залишилась незмінною. Застосування гідроприводу дозволило, так само, як і в схемі з кулачковим приводом, знизити рівень пульсації перекачуваного розчину, оскільки гідравлічний привід забезпечує рівномірний рух поршня по всій його довжині.

Заміна проточного диференційного плунжера на порожнистий поршень у конструкції циліндро-поршневої групи призвела до отримання наступних переваг для насосу:

- компактність циліндро-поршневої групи;
- максимально зменшується об'єм шкідливого простору робочої камери;
- роздільне виготовлення (без зварювання) гільз, поршня і штока, що спрощує їхнє виробництво, заміну та ремонт, дає можливість використовувати для їхнього виробництва важкозварювані абразивностійкі матеріали;
- спрощуються ущільнюючі пристрої;
- уніфікуються манжетні ущільнення поршня та штока, так як по внутрішньому діаметру вони ущільнюють шток, а по зовнішньому поршень;
- значно спрощується збирання та розбирання циліндро-поршневої групи;
- знижуються поперечні зусилля, діючі на деталі поршневої групи, які зрутаються;

№	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.602-МММ.025 – 00.00.000 ПЗ

Лист

19

– забезпечується можливість доступу до нагнітального клапана через спеціальне вікно в циліндро-поршневій групі або через вікно нагнітаючого патрубку;

– нижні манжетні ущільнювачі робочої камери насоса ізольовані від атмосфери, тому немає можливості підсмоктування повітря під час такту всмоктування;

– промивання нижніх манжетних ущільнювачів не потрібна, оскільки з обох сторін присутній розчин, з якого утворюється дисперсна змащуюча плівка, а процес промивання верхнього манжетного ущільнення відбувається без труднощів.

Даній конструкції розчинонасосу притаманні такі недоліки:

– вертикальне розміщення циліндро-поршневої групи, яке є загальноприйнятим для роботи самодіючих кулькових клапанів, потребує використання хитаючогося важільного механізму з кривошипно-шатунним механізмом для приводу поршня. Оскільки головка шатуна з'єднана шарнірно з серединою хитаючогося важеля, зусилля на шатуні цього механізму вдвічі перевищують робочі зусилля на поршні. Це вимагає збільшення розмірів як хитаючогося важеля і шатуна, так і опор вала кривошипа.

– під час роботи верхня головка шатуна поршня відхиляється від осі поршня, що призводить до виникнення горизонтальної складової зусилля на шатуні поршня. Ця складова передається на шток та поршень, що сприяє значному абразивному зношенню деталей поршневої групи, які труться одна об одну.

1.5 Огляд та аналіз клапанів об'ємних насосів

Основні вимоги до клапанів розчинонасосів [23]:

- 1) своєчасне відкривання та закривання;
- 2) мінімальний гідравлічний опір;

3) забезпечення герметичності у закритому стані;

4) достатня міцність та зносостійкість;

5) відсутність удару при посадці на гніздо

У кульових клапанів можна виділити ряд негативних якостей:

1) неможливість регулювання часу спрацьовування;

2) герметичність робочої камери забезпечується посадкою металеві кульки у металеве сідло, а ущільнення гумою та пластиком недовговічні та складні у заміні;

3) підвищений знос сідла та клапана, оскільки відбувається посадка металу на метал;

4) сильний шум під час роботи;

5) результати досліджень свідчать, що оптимальне співвідношення діаметра кульки кульового клапана до діаметра отвору сідла складає $K=0,7$ [8]. Це значить, що збільшення діаметра отвору сідла призводить до відповідного збільшення діаметра кульки. Цей конструктивний аспект призводить до зростання об'єму шкідливого простору робочої камери.

Враховуючи цей підхід щодо тарілчастого клапана, його конструкція має декілька переваг:

1. Тарілчастий клапан дозволяє регулювати час спрацьовування, змінюючи ступінь навантаження.

2. Герметичність забезпечується за допомогою гумової вставки.

3. Зменшується знос сідла та корпусу клапана.

4. Зменшується шум при посадці клапана на сідло.

5. Конструктивні особливості дозволяють мінімізувати об'єм шкідливого простору робочої камери при вертикальному розташуванні клапана у диференційному розчинонасосі.

Тарілчасті клапани мають збірну конструкцію яка складається з корпусу, термічно обробленої тарілки, ущільнення яке може бути розташоване на тарілці

або на сідлі, верхніх або нижніх напрямних, а можливо і обох одночасно та елементів кріплення (рис. 1.11, а).

Сідло клапана зазвичай має кут конусності 90° . Попередня герметизація клапана може бути забезпечена вагою самого клапана чи за допомогою сили пружини.

У процесі роботи насоса клапан спочатку здійснює посадку на гумове ущільнення, а при підвищенні тиску упирається у сідло металевої тарілки. Ця тарілка запобігає видавлюванню гуми, несе навантаження і остаточно замикає зомоктувальну або нагнітальну порожнини. Таким чином, гумова вставка виконує роль як ущільнювача, так і амортизатора.

Тарілчасті клапани представлені в широкому асортименті конструкцій. Наприклад, компанія " American Machine Works " пропонує три різновиди конічних клапанів, що розрізняються лише формою гумового протектора, спроектованого для ефективного ущільнення клапанної щілини при перекачуванні абразивних глинистих розчинів. Крім того, компанія " Mishin " пропонує дві конструкції клапанів, одна з яких має гумовий протектор на тарілці клапана, а інша - манжету для ущільнення на сідлі.

Клапан фірми " Oil Weld Manufacturing " дуже простий і призначений для бурових насосів високого тиску при абразивних властивостях середовища, що перекачується. Його протектор має форму простого диску і після зношування однієї сторони може бути використаний з іншої. Конічні поверхні тарілки та сідла мають однаковий кут [9].

Всі вказані клапани мають велику масу, оскільки призначені, переважно, для тихохідних поршневих насосів. У таких насосах посадкова швидкість клапана невелика, і при його з'єднанні з сідлом відбувається амортизація за допомогою протектора [24].

Тарілчасті клапани з гумовим протектором, закріпленим на тарілці клапана на сідлі, набули найбільшого поширення. Ці клапани мають просту конструкцію та дозволяють легко замінити зношений протектор.

У розчинонасосах також використовують стулчасті клапани (рис. 1.11, б), що складаються з двох плоских шайб і гумового протектора, який стискається між ними. З одного боку, протектор закріплений на сидлі клапана. Висота підйому обмежується жорстким упором або плоскою пружиною. Перевага цього клапана полягає в простоті виготовлення, мінімальних габаритних розмірах та хорошій ремонтпридатності. Недоліком є недовговічність через можливе руйнування гумового протектора в точці його кріплення до сидла.

Шиберні клапани широко використовуються, особливо в бетононасосах (рис. 1.11, в,г). Вони представляють собою сталеву пластину, яка ковзає в напрямних. Пластина клапана може бути суцільною або мати отвір, що дозволяє закривати один канал і відкривати інший одночасно. Ці клапани примусової дії відрізняються невеликою масою, компактними розмірами та простою конструкцією. Однак недоліком є складність забезпечення герметичності. У процесі роботи напрямні пази можуть забиватися розчином, що може призвести до заклинювання. Крім того, механізм управління шибером ускладнює конструкцію насоса.

Недоліки шиберного клапана частково усунуті у S-подібній шиберній системі серії "Elephant" та хоботовій клапанній системі, яку запатентувала фірма "Putzmeister" для бетононасосів (рис. 1.11, д,е).

Ці системи працюють за принципом перемикання напірного трубопроводу від однієї нагнітальної камери до іншої і встановлюються на двопоршневих насосах безпосередньо в бункері з розчином.

Дані конструкції складні у виготовленні, вони мають складний привід і вимагають використання спеціальних твердосплавних матеріалів для виготовлення різальної шайби.

В однопоршневих насосах може бути використаний золотниковий клапан (рис. 1.11, ж), який представляє собою циліндричний золотник з двома отворами. Він рухається в гільзі і поперемінно з'єднує робочу камеру насоса з патрубками,

екі ведуть до всмоктуючого і нагнітаючого трубопроводів. Цей клапан також має примусову дію і є складним у виготовленні та експлуатації.

Здійснюючи аналіз робочого процесу клапанів та урахуваючи особливості різних конструкцій, автор пропонує систематизовану та розширену класифікацію клапанів і розподільчих пристроїв об'ємних насосів, яка подана в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Класифікація клапанів та розподільчих пристроїв

Конструктивне виконання		Кульковий	Тарільчастий		Стульчастий	Шиберний	Золотниковий	S та C образний хобот	
Опорна поверхня		Кільце-подібна (лінійна)	Пло-ска	Конічна	Плоска	Плоска	Циліндрична	Плоска	
Напрямок		Без напрямку	Верхній		Без напрямних	Бокові напрямні	Боковий	Боковий	
			Нижній						
		Боковий		Комбінований					
Спосіб навантаження	Регульованих	-	Масою		Масою	Примусової дії	Примусової дії	Пружиною	
			Пружиною		Пружиною				
			Комбінований		Комбінований				
	Не регульованих	Масою	-		Масою	-	-	-	
Характер ущільнення		Метал по металу							
		Гума по гумі				-			
		Гума по металу						-	
Розташування ущільнювача		На сідлі					Без ущільнювача	На клапані	Без ущільнювача
		На клапані							
		Комбіновано							
		Без ущільнювача	-		-				
Спосіб обмеження ходу		Жорстким упором							
		Навантаженням клапана			Без обмежувача	-	-		
Конструкція		-		Одно-стульчастий		Суцільний	-		
				Дво-стульчастий		Комбінований			

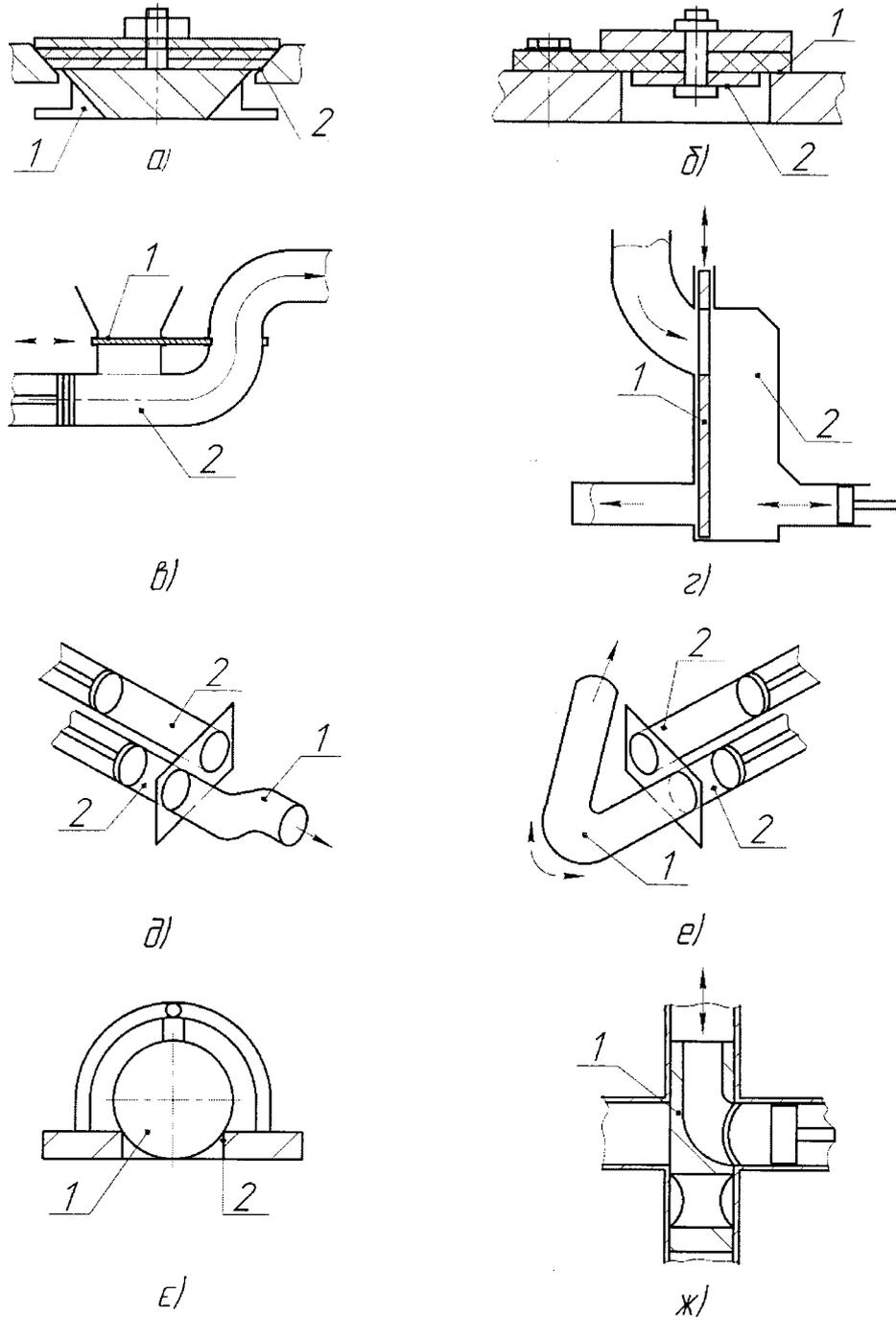


Рисунок 1.11 – Схеми клапанів розчинонасосів: а) – тарільчастий клапан: 1 – клапан; 2 – сідло б) – стульчастий клапан: 1 – сідло клапана; 2 – клапан; в), г) – шиберні системи: 1 – шибер; 2 – робоча камера; д) – S-подібна шиберна система: 1 – S-подібний шибер; 2 – робочі циліндри; е) – хоботова клапанна система: 1 – хоботовий шибер; 2 – робочі циліндри; ж) – кульковий клапан: 1 – клапан; 2 – сідло клапана; з) – золотниковий клапан: 1 – клапан.

Аналізуючи різноманітні конструкції клапанів для бетоно- та розчинонасосів, враховуючи їх переваги та недоліки, можна зробити висновок, що використання тарілчастих клапанів у розчинонасосах може позитивно позначитися на їхній продуктивності. З цього випливає необхідність провести дослідження функціонування розчинонасосу із тарілчастими клапанами, особливо при перекачуванні вапняно-піщаного розчину зі співвідношенням 1:3. Мета такого дослідження полягає в оцінці ефективності його роботи та визначенні оптимальних параметрів для клапанів, що забезпечать максимальний об'ємний коефіцієнт корисної дії насоса.

					ГММ.602-мММ.025 – 00.00.000 ПЗ	Лист
						26
Лист	№ докум.	Підп.	Дата			

2 Теоретичне дослідження клапанних вузлів розчинонасосу

2.1 Визначення об'єкта дослідження

В ході аналізу і огляду існуючих конструкцій розчинонасосів було виявлено, що найширше використання для перекачування будівельних розчинів отримали насоси із кульовими клапанами. Здійснено значну кількість досліджень та оптимізації їх параметрів [1]. Проте аналогічних наукових досліджень для розчинонасосів із тарільчастими клапанами не було виявлено.

Отже, для проведення досліджень з усіх розглянутих конструкцій розчинонасосів було вирішено використовувати принципову схему розчинонасосу, яку розроблено колишнім Полтавським інженерно-будівельним інститутом (рис. 2.1) [24]. Ця схема найбільш ефективно відповідає вимогам, які пред'являються до розчинонасосів.

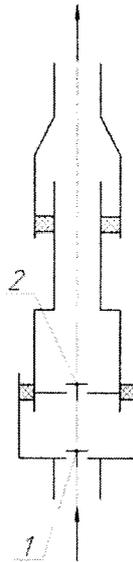


Рисунок 2.1. Схема проточного плунжера: 1 – впусний тарільчастий клапан; 2 – випусний тарільчастий клапан.

				ГММ.602-мММ.025 – 00.00.000 ПЗ			
Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Теоретичне дослідження клапанних вузлів розчинонасосу	Лім.	Лист	Листів
Зроб.	Загорулько	<i>[підпис]</i>	28.12		н	27	15
Зроб.	Васильєв	<i>[підпис]</i>	28.12				
Зроб.-тр.	Васильєв	<i>[підпис]</i>	28.12				
Зроб.	Орисенко	<i>[підпис]</i>	29.12				
					Національний університет імені Юрія Кондратюка, ННІТР, 2023 р		

Це вертикальний розчинонасос із єдиним диференціальним робочим органом у вигляді проточного плунжера, двома тарільчастими клапанами та механічним приводом. Аналіз його конструктивної схеми дозволяє зробити наступні прогнози:

1. Здатність до досягнення високого тиску при встановленій невеликій потужності приводу.

2. Велика всмоктувальна здатність завдяки використанню тарільчастих клапанів, їхня конструкція дозволяє мінімізувати об'єм шкідливого простору робочої камери.

3. Зниження імпульсивності подачі за рахунок використання диференційованого проточного плунжера, що дозволяє уникнути застосування повітряного ковпака.

4. Забезпечення плавного регулювання продуктивності від нуля до максимуму.

5. Отримання високого ККД насоса завдяки наявності прямої робочої камери, яка ефективно відводить повітря, що потрапляє або утворюється в ній. Це забезпечує високий об'ємний коефіцієнт насоса, підвищує його ефективність, зменшує гідравлічний опір проточної частини та створює сприятливі умови для роботи клапанів порівняно з аналогами.

6. Забезпечення простоти обслуговування з мінімальними трудовитратами.

2.2 Вибір раціональних конструктивних параметрів тарільчастого клапана у вертикальному диференціальному розчинонасосі методом математичного моделювання

Враховуючи конструктивну схему розчинонасосу, яку показано на рис. 2.1, запишемо систему диференціальних рівнянь для руху маси розчину та

всмоктуючого клапана під час всмоктування.

Позначимо через $m(t)$ масу розчину, яку насос всмоктає у процесі такту всмоктування. На цю масу $m(t)$ діють різні сили, зокрема: сила опору (в'язкість), сила атмосферного тиску та сила тяжіння розчину.

Силу опору можна виразити як:

$$R(t) = -\alpha_1 \cdot Y(t) \cdot Y'(t), \quad (2.1)$$

де α_1 – коефіцієнт опору в'язких сил (визначається емпірично);

$Y(t)$ координата верхньої кромки розчину;

$Y'(t)$ – швидкість руху маси розчину $m(t)$.

В процесі всмоктування розчин надходить у робочу камеру розчинонасоса за рахунок різниці тисків між робочою камерою та поверхнею розчину у приймальному бункері. Цей рух розчину можна також відобразити за допомогою сили $P(t)$, яку можна моделювати наступним чином. Розчин при всмоктуванні змінює свій об'єм через утворення мікро бульбашок, які виділяються у вакуумі розчиненого повітря і водяної пари.

Припустимо, що об'єм залишається постійним, і між кромкою плунжера та поверхнею розчину є повітряний зазор. Якщо $S(t) - Y(t)$ є висотою повітряного прошарку, то сила $P(t)$ пропорційна цій відстані.

$$P(t) = \alpha_2 \cdot (S(t) - Y(t)), \quad (2.2)$$

де α_2 – коефіцієнт пропорційності (визначається емпірично).

$S(t)$ координата нижньої кромки плунжера.

За математичним виразом цієї сили її можна вважати аналогом сили пружності Гука.

Сила тяжіння розчину:

$$G_1 = m(t) \cdot g \quad (2.3)$$

Для моменту часу t додаткова маса розчину яка надходить в робочу камеру

$$\Delta m(t) = m'(t) \cdot \Delta t \quad (2.4)$$

має швидкість $u(t)$. Тоді для змінної маси $m(t)$ маємо диференціальне рівняння:

$$m(t) \cdot Y''(t) + m'(t) \cdot (u(t) - Y'(t)) = -\alpha_1 \cdot Y(t) \cdot Y'(t) + \alpha_2 (S(t) - Y(t)) - m(t) \cdot g \quad (2.5)$$

На всмоктувальний клапан розчинонасоса діють такі сили: напір розчину та вага клапана. Сила напору розчину $F_{\Pi}(t)$, яка піднімає клапан над гніздом при текті всмоктування дорівнює:

$$F_{\Pi}(t) = c \cdot S_T \cdot V^2(t) \quad (2.6)$$

де c - коефіцієнт опору клапана при обтіканні розчином (визначається емпірично);

S_T - площа тарілки клапана;

$v(t)$ - швидкість частинок розчину при зустрічі з тарілкою клапана.

Вага клапана в розчині дорівнює:

$$G_2 = V_K \cdot (p_K - p_P) \cdot g \quad (2.7)$$

де V_K - об'єм клапана;

p_K - густина матеріалу клапана;

p_P - щільність розчину.

Отже диференційне рівняння руху клапана буде таким:

$$m_k \cdot h''(t) = c \cdot S_T \cdot v^2(t) - V_k \cdot (p_k - p_p) \cdot g \quad (2.8)$$

Знайдемо зв'язок між величинами які входять в рівняння (2.5) та (2.8).

виходячи з умови нерозривності потоку

$$S_1 \cdot Y'(t) = h'(t) \cdot S_T + S_2(t) \cdot u(t) \quad (2.9)$$

де S_1 - площа перерізу плунжера;

S_2 - змінна площа щілини клапану;

S_T - площа тарілки клапана;

$U(t)$ - швидкість розчину в щілині клапана;

$h'(t)$ - швидкість підймання клапана.

при цьому площа щілини клапана рівна:

$$S_2(t) = \pi \cdot d_T \cdot h(t) \quad (2.10)$$

де d_T - діаметр тарілки клапана,

знаходимо швидкість в щілині клапана

$$3U(t) = \frac{S_1 \cdot Y'(t) - h'(t) \cdot S_T}{\pi \cdot d_T \cdot h(t)} \quad (2.11)$$

Відносна швидкість клапана та розчину дорівнює:

$$V(t) = U(t) - h'(t) \quad (2.12)$$

Масу розчину який всмоктується виразимо через $Y(t)$

$$m(t) = p_p \cdot S_1 \cdot Y(t) \quad (2.13)$$

тоді

$$m'(t) = p_p \cdot S_1 \cdot Y'(t) \quad (2.14)$$

Підставляємо рівняння знайдених величин в рівняння (2.5) та (2.8). Рівняння 2.5) матиме вигляд:

$$\begin{aligned} p_p \cdot S_1 \cdot Y(t) \cdot Y''(t) + p_p \cdot S_1 \cdot Y'(t) \cdot \left(\frac{S_1 \cdot Y'(t) - S_T \cdot h'(t)}{\pi \cdot d_T \cdot h(t)} - Y'(t) \right) = \\ = -\alpha_1 \cdot Y(t) \cdot Y'(t) + \alpha_2 (S(t) - Y(t)) - p_p \cdot S_1 \cdot Y(t) \cdot g \end{aligned} \quad (2.15)$$

Розділимо його на $p_p \cdot S_1 \cdot Y(t)$, та отримаємо:

$$\begin{aligned} Y''(t) = \frac{(Y'(t))^2}{Y(t)} \cdot \left(1 - \frac{S_1 \cdot Y'(t) - S_T \cdot h'(t)}{\pi \cdot d_T \cdot h(t) \cdot Y'(t)} \right) - \bar{\alpha}_1 \cdot Y'(t) + \\ + \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{S(t) - Y(t)}{Y(t)} - g \end{aligned} \quad (2.16)$$

Введемо коефіцієнти $\bar{\alpha}_1$ та $\bar{\alpha}_2$

$$\bar{\alpha}_1 = \frac{\alpha_1}{p_p \cdot S_1} \quad (2.17)$$

$$\bar{\alpha}_2 = \frac{\alpha_2}{p_p \cdot S_1} \quad (2.18)$$

Рівняння (2.8) матиме вигляд:

$$m_k \cdot h''(t) = c \cdot p_p \cdot S_T \cdot \left(\frac{S_1 \cdot Y'(t) - S_T \cdot h'(t)}{\pi \cdot d_T \cdot h(t)} - h'(t) \right)^2 - V_K \cdot (p_K - p_p) \cdot g \quad (2.19)$$

Розділимо вираз на m_k

$$h''(t) = \frac{c \cdot p_p \cdot S_T}{m_k} \cdot \left(\frac{S_1 \cdot Y'(t) - S_T \cdot h'(t)}{\pi \cdot d_T \cdot h(t)} - h'(t) \right)^2 - \frac{V_K \cdot (p_K - p_p) \cdot g}{m_k} \quad (2.20)$$

Підготуємо систему рівнянь (2.16) та (2.20) до чисельного рахунку. Для цього введемо нові змінні $z_1(t) = Y'(t)$ та $z_2(t) = h'(t)$. Та отримуємо систему чотирьох диференційних рівнянь:

$$\begin{cases} z_1(t) = \frac{(z_1(t))^2}{Y(t)} \cdot \left(1 - \frac{S_1 \cdot z_1(t) - S_T \cdot z_2(t)}{\pi \cdot d_T \cdot h(t) \cdot z_1(t)} \right) - \bar{\alpha}_1 \cdot z_1(t) + \bar{\alpha}_2 \cdot \frac{S(t) - Y(t)}{Y(t)} - g \\ z_1(t) = Y'(t) \\ z_2'(t) = \frac{c \cdot p_p \cdot S_T}{m_K} \cdot \left(\frac{S_1 \cdot z_1(t) - S_T \cdot z_2(t)}{\pi \cdot d_T \cdot h(t)} - z_2(t) \right)^2 - \frac{V_K \cdot (p_K - p_p) \cdot g}{m_K} \\ z_2(t) = h'(t) \end{cases} \quad (2.21)$$

Запишемо початкові умови на вирішення системи рівнянь.

Щоб виключити розподіл на нуль у правих частинах диференціальних рівнянь початкові значення $Y(t)$ та $h(t)$ беремо трохи відмінними від нуля, а $Z_1(t)$ та $Z_2(t)$ прирівнюємо нулю. Тоді початкові умови матимуть вигляд:

$$\begin{aligned} Y(0) &= 0,0001 & Z_1(0) &= 0 \\ h(0) &= 0,0001 & Z_2(0) &= 0 \end{aligned}$$

Оскільки конструктивно введено обмеження висоти підйому клапана, то функцію $h(t)$ необхідно записати у вигляді:

$$h(t) = \begin{cases} h(t), & \text{якщо } h \leq N \\ N, & \text{якщо } h \geq N \end{cases}$$

де N – задана висота підйому клапана.

Систему диференціальних рівнянь (2.21) вирішуємо методом Рунге-Кутта-Мерсона за стандартною програмою.

Рахунок ведемо до моменту часу, коли плунжер доходить до верхньої мертвої точки. У цей момент часу T беремо значення $Y(T)$, $h(T)$, $Y'(T)$, $h'(T)$ із розв'язання системи рівнянь (2.25) і використовуємо їх як початкові умови для вирішення рівняння руху клапана при зворотному ході плунжера.

Складемо диференціальне рівняння руху клапана при зворотному ході, плунжера

$$m_K \cdot h''(t) = V_K \cdot (p_K - p_p) \cdot g + c \cdot p_p \cdot S_T \cdot (H'(t) - h'(t))^2 \quad (2.22)$$

де $H(t)$ - положення кромки розчину та плунжера.

За умови $t \geq T$ початкові умови для нього мають вигляд:

$$\begin{aligned} h(t) &= h(T) \\ h'(t) &= h'(T) \end{aligned}$$

Далі визначаємо момент часу τ , коли $h(\tau) = 0$ (τ - час закриття клапана від моменту його відкриття). На момент часу τ ми можемо визначити зворотній витік розчину через клапан. Тоді частина розчину, що залишилася в робочій камері, буде дорівнювати:

$$V_p = V - \Delta V_{п.п.} - \Delta V_{\sigma} = S_{п} \cdot H_p - S_c \cdot h_k - \int_{0.25}^{\tau} V_{uy}(t) \cdot S_{uy}(t) \cdot dt =$$

$$= \frac{\pi \cdot d_{п}^2 \cdot H_p}{4} - \frac{\pi \cdot d_c^2 \cdot h_k}{4} - \int_{0.25}^{\tau} \frac{L}{2} \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \frac{\pi \cdot d_{п}^2}{4} \cdot dt \quad (2.23)$$

де $d_{п}$ - діаметр плунжера, мм;

H_p - висота розчину в робочій камері, мм. Значення $H_p = y(1)$ беремо з рішення (2.21);

d_c - діаметр сідла клапана, мм;

h_k - висота клапана над сідлом, коли плунжер знаходиться в верхній мертвій точці, мм. Значення $h = y(4)$ беремо із рішення (2.21);

L - довжина ходу плунжера, мм;

ω - Кутова швидкість обертання кривошипа.

Для рішення рівняння (2.22) складемо систему рівнянь ввівши перемінну

$$z_3(t) = h'(t)$$

$$\begin{cases} z_3'(t) = \frac{V_k \cdot (p_k - p_p) \cdot g + c \cdot p_p \cdot S_T \cdot (H'(t) - h'(t))^2}{m_k} \\ z_3(t) = h_3'(t) \end{cases} \quad (2.24)$$

$$\text{де } H'(t) = \omega \cdot \frac{L}{2 \cdot \sin(\omega \cdot t)};$$

Початкові умови для рішення системи рівнянь (2.24), яку розв'язуємо за допомогою методу Рунге-Кутта-Мерсона.

$$z_3(T) = h'(T)$$

$$h(t) = h(T)$$

2.3 Теоретичний аналіз параметрів, що забезпечують ефективність роботи розчинонасосу

Основним параметром, що характеризує ефективність роботи розчинонасоса, є ККД. Загальний ККД визначають три складові:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{об}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{мех}} \quad (2.25)$$

де $\eta_{\text{об}}$ - об'ємний ККД;
 $\eta_{\text{г}}$ - гідравлічний ККД;
 $\eta_{\text{мех}}$ - механічний ККД

Механічний ККД залежить від конструкції кінематичної схеми розчинонасоса і для конкретного механізму є практично незмінною константою. Тому на даному етапі його розгляд не враховуватиметься.

Об'ємний та гідравлічний коефіцієнти продуктивності (ккд) підпорядковані впливу багатьох факторів, таких як частота руху робочого органу, параметри клапанних вузлів, метод регулювання подачі насоса та конструктивне рішення проточної частини насоса.

Підвищений опір клапанних вузлів у системі розчинонасоса призводить до падіння його гідравлічної ефективності (гідравлічного коефіцієнта продуктивності) та зменшення коефіцієнта наповнювання робочої камери. Також існує ризик розриву єднання потоку, що може викликати гідроудари та спричинити зменшення об'ємного коефіцієнта продуктивності.

Отже, об'ємний та гідравлічний ККД розчинонасоса в основному залежить від конструктивних параметрів клапанних вузлів і частоти руху робочого органу. Ці фактори безпосередньо впливають на стабільну роботу розчинонасоса з мінімальною імпульсністю при перекачуванні жорстких розчинів.

Враховуючи, що об'ємний коефіцієнт продуктивності враховує гідравлічний опір проточної частини насоса, вважаємо на даному етапі зацікавленість

використовувати саме об'ємний коефіцієнт продуктивності як критерій ефективності роботи розчинокаосу.

Також, беручи до уваги, що нагнітальний клапан даного розчинокаосу працює в більш сприятливих умовах, ніж всмоктуючий, завдяки інерційним силам, ми вважаємо за можливе на даному етапі оптимізувати конструктивні параметри виключно всмоктуючого клапана.

На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень встановлено, що три фактори мають найбільший вплив на об'ємні втрати. Це включає запізнювання спрацьовування клапанів (тобто їх несвочасне відкриття та закриття), наявність "мертвого" підклапанного простору та наявність повітря у камері всмоктування, тобто величину шкідливого об'єму робочої камери.

На основі проведеного теоретичного дослідження було визначено, що конструктивні параметри всмоктуючого тарілчастого клапана впливають на зменшення негативного впливу перерахованих вище факторів. Особливу увагу приділено правильній посадці клапана на сідло.

Так, об'єм зворотних витоків залежить від гідравлічного опору бічної щілини клапана та його сідла. Зворотні витоки розчину зменшуються зі зменшенням площі отвору сідла клапана та його бічної щілини, іншими словами, зі збільшенням гідравлічного опору цих елементів.

Зменшення часу запізнення закриття всмоктуючого клапана досягається за рахунок збільшення його маси або навантаження його пружиною, а також за рахунок зменшення висоти підйому. Проте велика маса або значне попереднє навантаження можуть викликати затримку у відкриванні клапана через збільшення зусиль, необхідних для відриву клапана від сідла.

Об'єм "мертвого" підклапанного простору зменшується при зменшенні висоти підйому клапана та діаметра сідла.

Наявність повітря в всмоктуючій камері залежить від об'єму шкідливого простору і ступеня розрідження в ній. У даному розчинокаосі шкідливий об'єм конструктивно зведений до мінімуму завдяки використанню тарілчастих клапанів,

і ступінь розрідження залежить від кута запізнення відкриття клапана, гідравлічного опору сідла, бічної щілини клапана і трубопроводу, що засмоктує, а також форми всмоктуючої камери.

Кут запізнення відкриття клапана залежить від опору відриву клапана від сідла, який зменшується при зменшенні його маси та площі посадкової поверхні, або при зменшенні діаметра сідла. Водночас, для зменшення гідравлічного опору сідла та бічної щілини клапана необхідно збільшити їх площу. Гідравлічний опір всмоктуючого трубопроводу залежить від способу підключення розчинонасоса до бункеру. Вплив цього опору і форми всмоктувальної камери було досліджено раніше [17, 18, 25], і рекомендації враховані при конструюванні розчинонасоса.

Для дотримання вимог ненаголошеної роботи клапана необхідне зменшення його маси, висоти підйому та частоти руху робочого органу.

Результати проведеного аналізу свідчать, що зміна об'ємного коефіцієнта продуктивності (ККД) є неоднозначною, а конструктивні параметри, такі як маса висота підйому клапана, діаметр сідла, площа бічної щілини, залежать від висоти підйому та діаметрів сідла та тарілки клапана, впливають суперечливо. Цей вплив ще більше підсилюється зі збільшенням частоти руху робочого органу через зростання інерційного опору розчину та зменшення його рухливості, що призводить до зниження коефіцієнта наповнення робочої камери. За цих умов зростає гідравлічний опір зворотнім витокам через відкритий клапан, але збільшується кут запізнення закриття клапана.

Зазначені параметри клапана є розрахунковими та визначаються у процесі конструювання розчинонасосу.

Існуюча методика розрахунку маси, висоти підйому клапана і діаметра його сідла базується на використанні максимальної миттєвої витрати середовища, яке перекачується через клапан. Результати цієї методики є не раціональними, але максимальними параметрами. Наприклад, максимальна висота підйому клапана визначається за формулою.

$$h_{\max} = \frac{F \cdot r \cdot \omega}{\mu \cdot L \cdot V_{\text{щ}} \cdot i_{\kappa}} \quad (2.26)$$

- де F - площа поршня;
 r - радіус кривошипу;
 ω - кутова швидкість;
 μ - коефіцієнт витрати через клапан;
 L - довжина кола тарілки клапана;
 $V_{\text{щ}}$ - швидкість потоку в щілині клапана;
 i_{κ} - кількість клапанів.

Звідки визначається довжина кола тарілки клапана

$$L = \frac{F \cdot r \cdot \omega}{\mu \cdot h_{\max} \cdot V_{\text{щ}} \cdot i_{\kappa}} \quad (2.27)$$

За L знаходиться d_T – діаметр тарілки клапана з рівняння:

$$d_T = \frac{L}{\pi} \quad (2.28)$$

Площа прохідного перерізу сідла клапана визначається за формулою [136]

$$h_c = \frac{F \cdot r \cdot \omega}{i_{\kappa} \cdot V_c} \quad (2.29)$$

де V_c – швидкість рідини в каналі сідла.

За відомою площею визначається діаметр отвору сідла, причому

$$d_c = d_T - 2b \quad (2.30)$$

де b – ширина опорної поверхні клапана.

Для визначення маси клапана рекомендована формула [11]

$$m_{\kappa} = \Delta p_{\kappa} \cdot A_{\kappa} \cdot 10^{-3} \quad (2.31)$$

де A – площа поверхні клапана, яка омивається потоком розчину, м^2 ;

Δp_{κ} – перепад тиску у всмоктуючому клапані, МПа.

Однак у вихідних даних для розрахунку величина перепаду тиску невідома.

Як видно з поданих формул, величини підйому клапана та діаметра отвору сідла залежать від витрати рідини через клапан, швидкості потоку в сідлі та щілині клапана.

Якщо витрата через клапан відома, то рекомендовані швидкості $V_{ш}$ і V_c наведені тільки для води, для будівельних розчинів даних не виявлено. Крім того, при використанні для розрахунку параметрів клапана миттєвої максимальної витрати, їх значення виявляються значно завищеними. Це відбувається через нерівномірність витрати через клапан від нуля до максимуму і навпаки, а також зміни витрати за синусоїдальним законом.

Враховуючи викладене, для оперативної оцінки рівня значень діаметра сідла (d_c), висоти підйому і маси клапана, ми пропонуємо методику їхнього інженерного розрахунку за середньою дійсною витратою через клапанний вузол і середньою швидкістю потоку сідла клапана.

У цьому випадку діаметр отвору сідла клапана визначається за виразом:

$$d_c = \sqrt{\frac{8 \cdot Q \cdot \eta}{100 \cdot \pi \cdot V_{c,сер}}} \quad (2.32)$$

де Q - теоретична середня витрата через клапан, м³/с;

η - коефіцієнт корисної дії насоса, % (приймаємо 80-85%);

$V_{c,сер}$ - середня раціональна швидкість потоку в сідлі клапана, м/с.

Для аналізу впливу параметрів клапана на об'ємний коефіцієнт продуктивності (ККД) розчинонасоса визначимо теоретичну залежність висоти підйому клапана h від діаметра отвору сідла клапана d_c з умови співвідношення площі бічної щілини клапана $f_{щ}$ і площі отвору сідла клапана f_c (рис. 2.2, а).

При порівнянні площ отримаємо: $a \cdot f_c = f_{щ}$, де a - коефіцієнт, що враховує співвідношення площ, або $a \cdot \pi \cdot d_c^2 / 4 = \pi \cdot h \cdot (d_c + 2b)$, звідси:

$$h = \frac{a \cdot d_c^2}{4 \cdot (d_c + 2b)} \quad (2.33)$$

З отриманої залежності видно, що для кожного діаметра отвору сідла, який залежить від витрати розчинонасоса, існує своя раціональна висота підйому клапана. Підйом клапана на висоту більше розрахункової призведе до збільшення запізнення закриття клапана та збільшення зворотних витоків розчину. При висоті

менше розрахункової, площа бічної щілини клапана $f_{щ}$ буде менше площі отвору сідла (f_c), що призведе до збільшення швидкості потоку розчину в щілині клапана. Оскільки гідравлічний опір пропорційний квадрату швидкості течії розчину, тобто впад пропорційно квадрату площі мети клапана, можна зробити висновок про те, що гідравлічний опір щілини клапана буде значно вище, ніж у сідла. Це призведе до зниження коефіцієнта наповнення робочої камери розчинонасоса (K_n).

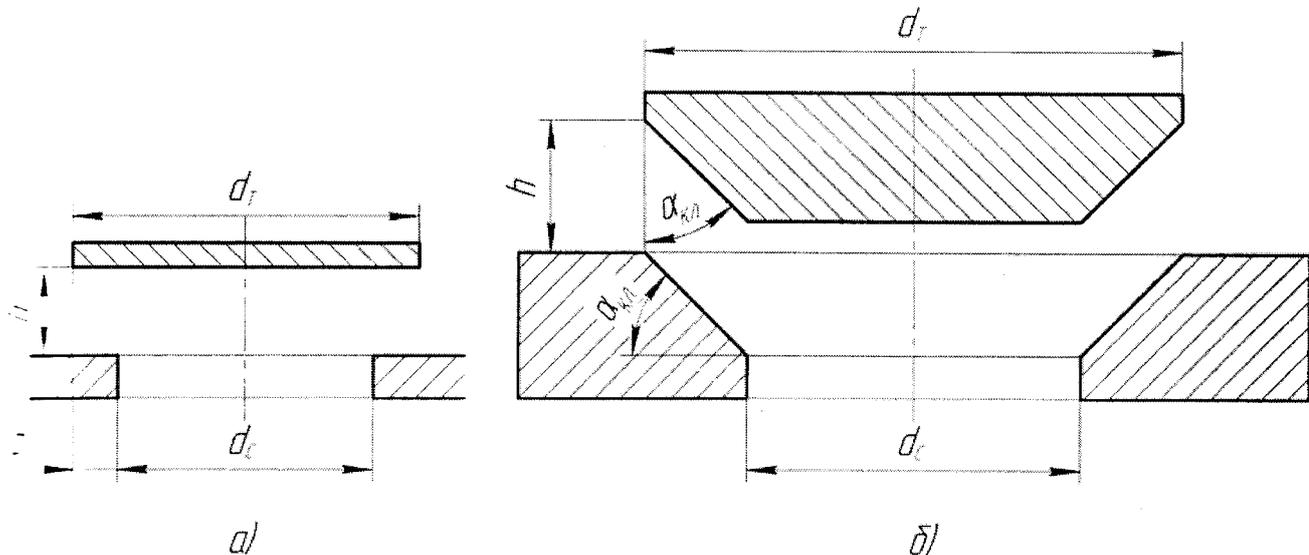


Рисунок 2.2 – Схема тарільчастого клапана : а) – плоского; б) – конусеого.

У конічному клапані з кутом нахилу сідла $\alpha_{кл}$ максимальна висота його щілини, перпендикулярна до потоку, дорівнює $h \cdot \cos \alpha_{кл}$ з прямокутного трикутника (рис. 2.2, б).

Тоді залежність (2.13) для конічного клапана набуде вигляду:

$$h = \frac{a \cdot d_c^2}{4 \cdot d_r \cdot \cos \alpha} \quad (2.34)$$

Вагу клапана можна визначити з рівняння рівноваги сил, діючих на канал який знаходиться в потоці розчину

$$G_k = \frac{\pi \cdot \rho_p \cdot d_c^2 \cdot V_{с.сеп}^2}{8 \cdot k^2}, \text{ кг} \quad (2.35)$$

де ρ_p – щільність розчину, $\rho_p = 194 \text{ кг} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$;

k – коефіцієнт зміни швидкості потоку, $k = V_{с.сеп} / V_{щ.сеп}$

Отримані залежності досить точно відповідають раніше наведеній глибокій теоретичній оцінці параметрів всмоктуючого клапана і дозволяють визначити оптимальні значення для розчинонасосу будь-якої продуктивності. Проте в цьому методі розрахунку необхідно уточнити рівень коефіцієнтів співвідношення площ щілини та сідла клапана ("а") і швидкостей потоку в щілині та сідлі клапана ("к"). Ці числові значення встановлюються на основі отриманих теоретичних оптимальних конструктивних параметрів клапана після додаткового експериментального дослідження.

Аналіз, який був проведений, дозволяє зробити висновок про взаємодію параметрів клапана. Збільшення висоти підйому понад оптимальне значення вимагає або збільшення його маси, або зменшення діаметра отвору сідла. Проте збільшення маси при великій висоті підйому може призвести до ударів при посадці клапана на сідло. Зменшення маси (при постійному діаметрі клапана) повинно компенсуватися зменшенням висоти підйому. Зниження рухливості розчину може змінити раціональні значення параметрів у бік збільшення маси клапана або зменшення висоти його підйому.

3 Практичне дослідження клапанних вузлів розчинонасосу

3.1 Опис стенда для досліду

Для аналізу впливу конструктивних параметрів розчинонасосу з тарільчастими клапанами на його об'ємний коефіцієнт корисної дії обрано лабораторні експерименти. Цей вибір зумовлений можливістю отримання точних результатів завдяки високій відтворюваності умов проведення досліджень та мінімізації трудомісткості процесу.

Обрані для досліджень конструктивні параметри, які найбільше впливають на об'ємний коефіцієнт корисної дії розчинонасосу, включають висоту підйому, діаметр сідла та масу всмоктуючого клапана, а також довжину та частоту ходу робочого органу.

Для цього використовуються тарільчасті клапани з діаметрами сідел 40; 50; 60; 70; 80 мм та масою, відповідно 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9 кг. Конструкція клапанів дозволяє варіювати масу за допомогою свинцевих вантажів та встановлювати довжину для регулювання ступеня навантаження [24].

Висота підйому клапана варіюється від 0 до 30 мм, але для досліджень обрано висоти 5, 10 та 15 мм.

Довжина ходу плунжера регулюється за допомогою регулятора подачі і може змінюватися в межах від 9 до 65 мм.

Для зміни частоти ходу робочого органу виготовлені ступінчасті шківни. Діаметри щаблів розраховані так, що за наявності електродвигуна потужністю 7,5 кВт на 1500 об/хв забезпечуються частоти плунжерного руху 95, 120, 145 об/хв.

ГММ.602-МММ.025 – 00.00.000 ПЗ

№	№ докум.	Підпис	Дата
1	Загорулько	<i>[Підпис]</i>	28.12
2	Васильєв	<i>[Підпис]</i>	28.12
3	Васильєв	<i>[Підпис]</i>	28.12
4	Орисенко	<i>[Підпис]</i>	29.12

Практичне дослідження
клапанних вузлів
розчинонасосу

Лім.	Лист	Листів
	41	20

Національний університет
імені Юрія Кондратюка,
ННІТР, 2023 р

Тип і натяг ременя вибрані так, щоб виключити прослизання в досліджуваному діапазоні навантажень (до 0,8 МПа).

Для проведення експериментальних досліджень використано випробувальний стенд з використанням розчинонасосу з тарілчастими клапанами (рис. 3.2).

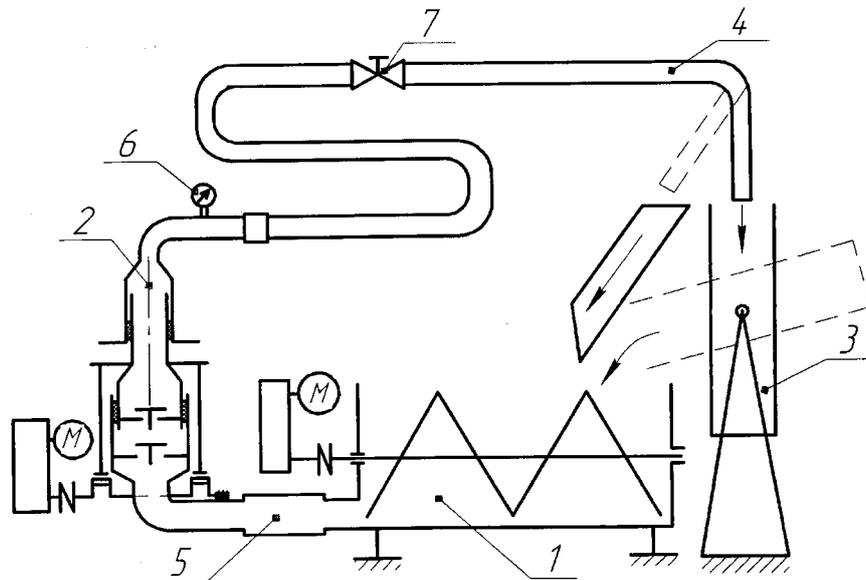


Рисунок 3.2 – Схема випробувального стенда: 1. – бункер-змішувач; 2. – досліджуваний розчинонасос; 3. – мірна ємність; 4. – розчинопровід; 5. – з'єднувальний вакуумний шланг; 6. – манометр; 7. – навантажувальний пристрій.

Бункер-змішувач (рис. 3.2, 1) представляє собою ємність з реверсивним стрічковим змішувачем, що складається з двох рівних частин з протилежним напрямком навивки та обертається з частотою 5 об/хв.

Ця конструкція змішувача дозволяє ефективно та якісно перемішувати розчин за допомогою зміни напрямку обертання. Такий підхід запобігає потраплянню повітря у всмоктувальний шланг насоса. Під час обертання змішувача в один бік розчин переміщується до торців бункера, а при обертанні в інший бік — до середини, де розташований патрубок всмоктуючого трубопроводу.

Мірна ємність (рис. 3.2, 3) представляє собою циліндр діаметром 300 мм з днищем, який закріплений на підставці і може бути перекинутий для звантаження розчину. Об'єм цієї ємності становить 60 літрів.

Навантажувальний шланг 4 з навантажувальним пристроєм 7 (рис. 3.2) виготовлений з резинотканини, має діаметр 50 мм і довжину 20 метрів. Він зортається в бухту, діаметр якої становить не менше 2 метрів. Один з кінців рукава приєднаний до розчинонасоса за допомогою швидко-роз'ємного з'єднання, а інший закріплений на підставці, забезпечуючи можливість швидкого підключення та відключення.

Розчинонасос з'єднаний з бункером-змішувачем за допомогою вакуумного гумо-тканинного шлангу діаметром 75 мм та довжиною 0,7 м, який армований сталевим дротом. Дріт видалений з обох кінців шланга, і він щільно фіксований на патрубках насоса та бункера за допомогою хомутів, щоб уникнути підсмоктування повітря. Тиск у системі контролюється за допомогою манометра 6.

Об'єм бункера-змішувача розрахований з урахуванням різних витрат розчину для заповнення різних частин системи. Зокрема, для заповнення навантажувального шлангу необхідно 20 л, мірної ємності - 60 л, всмоктувального трубопроводу та всмоктувальної порожнини розчинонасоса - 10 л. Щоб уникнути потрапляння повітря у всмоктуючий трубопровід, мінімальний обсяг розчину в бункері встановлено на рівні 80 л. Також передбачено запас об'єму в бункері в розмірі 110 л, оскільки стрічковий змішувач забезпечує якісне перемішування розчину при зануренні розчину не більше, ніж на 0,5d. У результаті об'єм бункера приймається рівним 300 л.

Розташування насосу та бункеру аналогічне реальним. Видалення відпрацьованого розчину та промивання системи відбувається досліджуваним розчином. Вода для промивання надходить з водопроводу.

Для проведення експериментів використовувався вапняно-піщаний розчин складу 1:3 з крупністю фракцій до 5 мм та рухливістю 8, 10, 12 см [4]. Цей склад розчину є широко використовуваним у технологічному процесі оштукатурювання.

Вимірювання виконуються за наступною методикою: спочатку встановлюють необхідні конструктивні параметри розчинонасосу. Приготовляють розчин із трохи меншою рухливістю, ніж потрібно для дослідження. За допомогою змішувача досягають однорідного стану розчину. Потім запускають насос і наповнюють систему. Під час перекачування розчину вимірюють його рухливість стандартним конусом СтройЦНИЛ за методикою, описаною в [4], і регулюють її до необхідного рівня. Після досягнення необхідної рухливості розчину перекидають шланг з бункера в мірну ємність, одночасно включаючи секундомір, і вимірюємо час, за який ємність наповнюється. Після цього повторно визначаємо рухливість розчину. Якщо рухливість залишається незмінною, то результат вимірювання вважається достовірним. У випадку зміни рухливості розчину, проводимо повторний замір, доводимо розчин знову до необхідної рухливості і повторюємо процедуру вимірювання. Перед кожним наступним вимірюванням мірна ємність спорожнюється та ретельно очищається від залишків розчину. Необхідну рухливість можна досягти шляхом заміни розчину або його охолодження, оскільки встановлено, що підвищення температури розчину на 3-4°C збільшує його рухливість на 1 см. В процесі перекачування розчин також підігрівається.

Таким чином цей експериментальний стенд дозволяє підготувати розчин з потрібним складом і рухливістю, а також визначити час наповнення мірної ємності при різних комбінаціях конструктивних параметрів досліджуваного розчинонасосу.

3.2 Прилади та засоби вимірювань

Тарювання мірної ємності виконувалася шляхом взвішування її в порожньому стані та з водою. Обсяг води склав 60 кг. Процес взвішування здійснювався на платформених пересувних шкальних вагах РП-200 13 257/054921

ГММ.602-мММ.025 – 00.00.000 ПЗ

Лист

44

Лист

№ докум.

Підп.

Дата

з ціною розподілу 50 г. Діаметр плунжера вимірювався за допомогою штангенциркуля з точністю до 0,1 мм і прийнятий за 127 мм. Також вимірювалася довжина ходу плунжера тим же інструментом. Час наповнення розчином мірної ємності фіксувався за допомогою секундоміра СДСпр-1-2-800 № 0587874 з ціною поділу 0,1 с. Точність підрахунку числа подвійних ходів плунжера за хвилину становила 0,5 Подвійного ходу. Вага клапана визначалася шкальними вагами ЗНЦ-2.

3.3 Методика проведення дослідів та обробки результатів

У першому етапі експериментів було проведено дослідження, спрямоване на визначення впливу різних конструктивних параметрів на об'ємний коефіцієнт корисної дії розчинонасоса. Зокрема, вивчалася залежність величини об'ємного коефіцієнта корисної дії від параметрів конструкції, таких як діаметр отвору сідла клапана d_c , висота підйому клапана h маса клапана m_k . Інші параметри для даного етапу експерименту були фіксованими: рухливість розчину $OK = 10$ см, частота руху робочого органу $n = 120$ хв⁻¹, і довжина його ходу $L = 65$ мм.

Щоб визначити об'ємний коефіцієнт корисної дії розчинонасоса, який використовується як критерій ефективності конструктивних рішень, приймаємо наступну функціональну залежність:

$$\eta = \frac{Q_d}{Q_r} \cdot 100\% = \frac{24 \cdot 10^9 \cdot V}{\pi \cdot n \cdot D^2 \cdot L \cdot t}, \% \quad (3.1)$$

де Q_d - дійсна подача насоса, л/с;

Q_r - теоретична подача насоса, л/с;

V - об'єм мірної ємності 60 л;

n - частота руху робочого органу, хв⁻¹;

D - діаметр плунжера 127 мм;

L - довжина ходу плунжера, мм;

t - час наповнення розчином мірної ємності, с.

На початковому етапі визначення інтервалу значень конструктивних параметрів клапана (діаметр отвору сідла d_c , висота підйому h і маса m_k) був використаний метод руху за градієнтом [12, 14, 16]. В якості вихідної точки (нульового рівня) були обрані такі значення досліджуваних параметрів: $h = 15$ мм, $d_c = 50$ мм, $m_k = 0,5$ кг з інтервалами варіювання відповідно 5 мм, 10 мм і 100 г. В області цієї "точки" було проведено апроксимацію поверхні відгуку за допомогою площини, яка була побудована з використанням лінійного трифакторного плану [20]. Матриця цього плану подається в табл. 3.1.

У цій матриці значення факторів, що змінюються, позначені знаком "+", на верхньому рівні, на нижньому - " - ", а "0" - на середньому (нульовому).

Таблиця 3.1. Матриця лінійного трьохфакторного плану проведення експерименту при русі по градієнту

	$X_1(h, \text{мм})$	$X_2(d_c, \text{мм})$	$X_3(m_k, \text{гр})$	Y (ККД заг, %)
1	2	3	4	5
1	+ (20)	+ (60)	+ (600)	70,5
2	- (10)	+ (60)	+ (600)	74
3	+ (20)	- (40)	+ (600)	78
4	- (10)	- (40)	+ (600)	81
5	+ (20)	+ (60)	- (400)	66
6	- (10)	+ (60)	- (400)	69
7	+ (20)	- (40)	- (400)	70,5
8	- (10)	- (40)	- (400)	72,5
9	0 (15)	0 (50)	0 (500)	72,5

Аналізуючи отримані експериментальні дані (табл. 3.1, стовпець 5), можна відзначити, що три максимальні результати (рядки 2, 3, 4) були отримані при $m_k = 600$ г. Максимальне значення об'ємного коефіцієнта корисної дії досягнуто при $h = 10$ мм та $d_c = 40$ мм. З цього вироблено рішення залишити значення m_k незмінним на рівні 600 г і не змінювати параметри фактора $X_2(d_c)$, а значення

рівня фактора $X_1(h)$ зсунути в напрямку градієнта на 5 мм, з використанням попереднього інтервалу варіювання.

Грунтуючись на припущенні, що нова "точка" знаходиться в області близькій до екстремуму, проводимо досліди в її межах за допомогою двофакторного трирівневого плану проведення експериментів другого порядку (квадратичного) [20]. Цей план дозволяє визначити екстремальне значення та отримати поліном другого порядку, який описує функцію відгуку в області обмеженої інтервалом варіювання досліджуваних факторів. Характеристики цього плану включають мінімальну кількість експериментів, простоту обчислення коефіцієнтів та незалежність їхніх оцінок. Рівняння регресії для цього плану забезпечує однакову точність прогнозування вихідного параметра в межах цієї області.

Під час виконання плану було прийнято таку послідовність виконання його рядків: 1,2,3,9,4,5,6,10,7,8,11. В результаті статистичної обробки даних отримано рівняння:

$$\eta = -106,26 + 5,45 \cdot h + 6,73 \cdot d_c - 0,14 \cdot h^2 - 0,063 \cdot d_c^2 - 0,06 \cdot h \cdot d_c, \% \quad (3.2)$$

На основі цього рівняння побудований графік зображений на рис.3.3.

Далі було проведено дослідження впливу частоти руху робочого органу гвинтонасоса на його об'ємний коефіцієнт корисної дії при різній рухливості перекачуваного розчину. Оскільки в процесі виконання робіт одним насосом перекачуються розчини різної рухливості, а зміна частоти руху плунжера є складним завданням для здійснення, дослідження його впливу на ефективність роботи гвинтонасосу також включено в дану серію експериментів. Конструктивні параметри всмоктуючого клапанного вузла в цій серії дослідів залишалися незмінними і мали наступні значення: діаметр отвору сідла клапана (d_c) - 50 мм, висота підйому клапана (h) - 10 мм, маса клапана (m_k) - 0,6 кг, довжина ходу плунжера (L) - 65 мм.

Дане дослідження виконувалося відповідно до плану проведення експериментів з двох факторів та трьох рівнів [20].

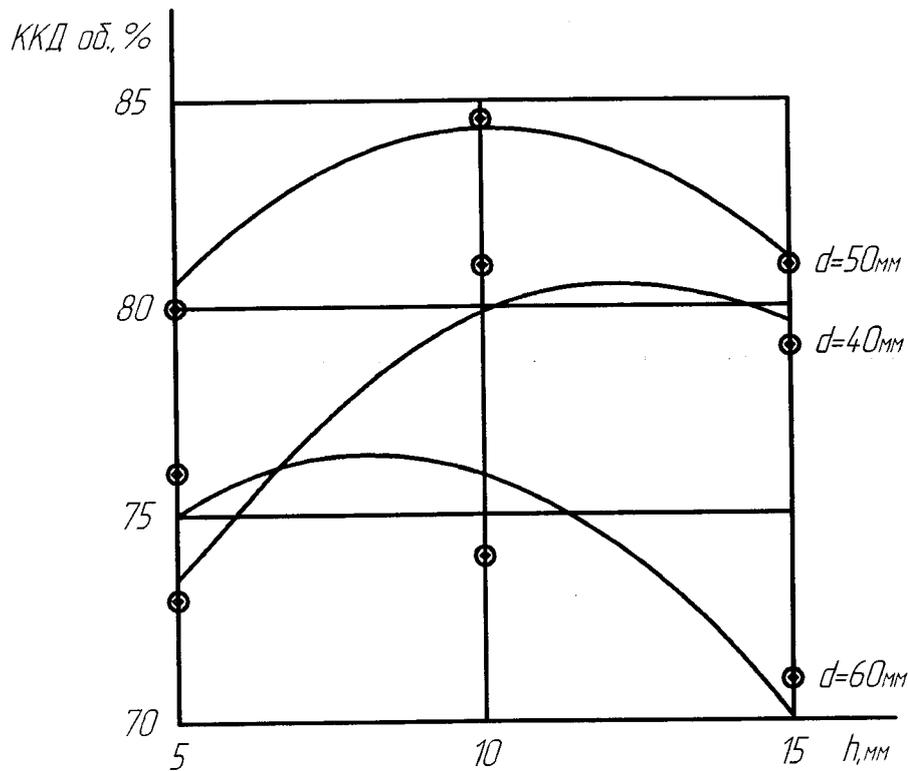


Рисунок 3.3 – Графік залежності об'ємного ККД розчинонаосу від діаметру сібла d та висоти підйому h всмоктуючого клапана при $m_k=0,6$ кг; $n=120$ об/хв; $OK=10$ см

При здійсненні даного плану була використана наступна послідовність виконання його рядків 1,2,3,9,4,5,6,10,7,8,11. В результаті статистичної обробки даних отримано рівняння:

$$\eta = -135,9 + 34,04 \cdot OK - 0,24 \cdot n - 1,44 \cdot OK^2 - 0,002 \cdot n^2 + 0,02 \cdot OK \cdot n, \% \quad (3.3)$$

На основі цього рівняння побудований графік (рис.3.4)

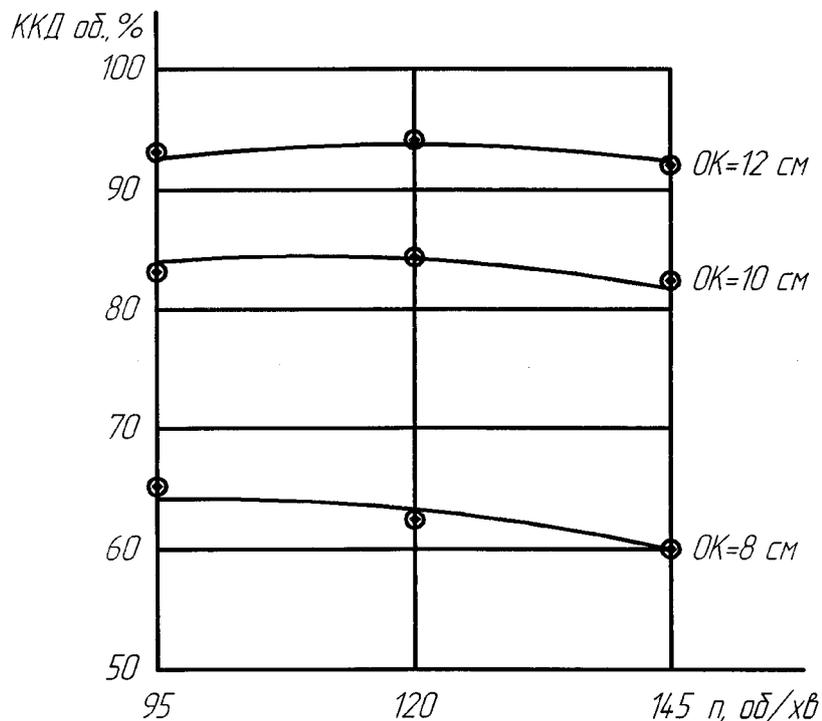


Рисунок 3.4 – Графік залежності об'ємного ККД розчинонасосу від частоти руху робочого органа та рухливості ОК перекачуваного розчину при $d=50$ мм $h=10$ мм; $m_k=0,6$ кг.

Було проведено дослідження впливу довжини ходу плунжера на об'ємний коефіцієнт корисної дії досліджуваного розчинонасоса. Це обумовлено тим, що можливість регулювання подачі вбудована у конструкцію та є дуже зручною в експлуатації.

Дослідження було проведено за фіксованими параметрами, які раніше вже були визначені для досягнення максимального об'ємного коефіцієнта корисної дії розчинонасоса в попередній серії експериментів. Ці фіксовані параметри включають: діаметр отвору сідла всмоктуючого клапана (d_c) = 50 мм, висота сідлового клапана (h) = 10 мм, маса клапана (m_k) = 0,6 кг, частота руху плунжера (n) = 120 хв-1, рухливість розчину (ОК) - 10 см. Ці параметри є оптимальними, оскільки вони забезпечили найвищий об'ємний коефіцієнт корисної дії в попередніх експериментах і широко використовуються в технологічних процесах.

Для проведення експерименту використовувалося лише верхні 80% діапазону регулювання ходу плунжера, оскільки при малих значеннях

стерігається значне збільшення похибки експерименту, що може призвести до отримання неточних результатів. Крім того, використання невеликого ходу робочого органу призводить до величини подачі розчинонасоса, яка рідко застосовується в технологічних процесах, зокрема при штукатуренні поверхонь.

Результати експерименту були оброблені за допомогою методу найменших квадратів [21].

В результаті отримане таке рівняння:

$$\eta = -0,186 \cdot L^2 + 2,36 \cdot L + 9,064, \% \quad (3.4)$$

Воно представлено графічно на (рис. 3.5)

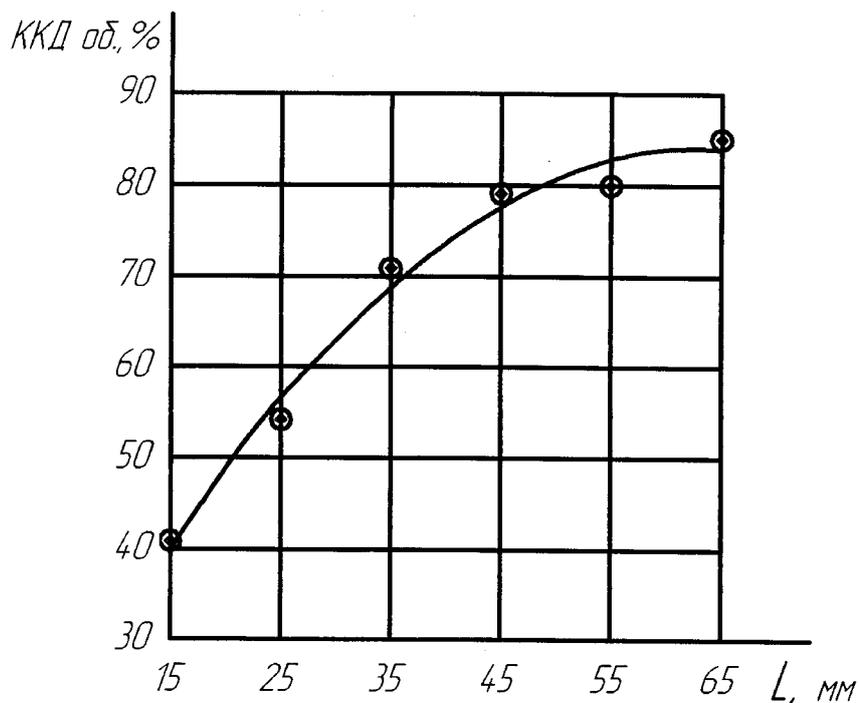


Рисунок 3.5 – Графік залежності об'ємного ККД розчинонасосу від довжини ходу L його робочого органу при $d=50$ мм $h=10$ мм; $m_k=0,6$ кг; $n=120$ об/хв; $OK=10$

Було проведено дослідження впливу маси всмоктуючого клапана на об'ємний коефіцієнт корисної дії розчиннасоса. Фіксованими були прийняті параметри, за якими в попередній серії експериментів було досягнуто максимальний результат: висота підйому клапана (h) - 10 мм, рухливість розчину (OK) - 10 см, частота руху плунжера (n) - 120 хв⁻¹. Маса клапана змінювалася за допомогою свинцевих вантажів, які надівалися на шток клапана і закріплювалися

ційкою. ККД визначався для різних діаметрів отвору сідла клапана: $d_c = 40$ мм, $d_c = 50$ мм, $d_c = 60$ мм. Результати цієї серії експериментів представлені в табл. 3.2 і графічно на рис. 3.6.

Таблиця 3.2 Результати визначення максимальних значень об'ємного ККД розчинонасоса для клапана з різною масою

$d_c=40$ мм		$d_c=50$ мм		$d_c=60$ мм	
m_k , кг	η , %	m_k , кг	η , %	m_k , кг	η , %
0,5	80,5	0,5	81	0,5	68
0,6	81	0,6	85	0,6	74
0,7	76	0,7	83	0,7	75

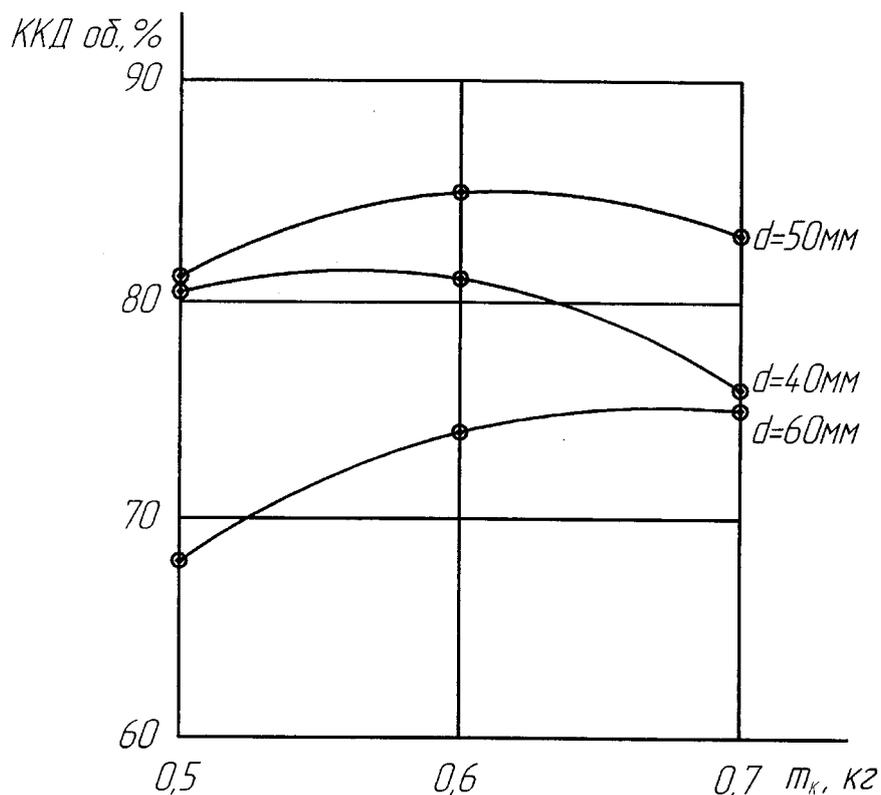


Рисунок 3.6 – Графік залежності об'ємного ККД розчинонасосу від маси і діаметра сідла клапана при: $h=10$ мм; $n=120$ об/хв; $OK=10$

3.4 Аналіз експериментальних даних

3.4.1 Вплив на об'ємний ККД розчинонасосу діаметра сідла та висоти підйому клапана

У результаті проведених експериментальних досліджень вертикального диференціального розчинонасосу з тарілчастими клапанами, при перекачуванні запняно-піщаного розчину рухливістю 10 см та крупністю фракцій до 5 мм, було встановлено, що максимальний об'ємний коефіцієнт корисної дії досягається при наступних конструктивних параметрах: діаметр отвору сідла клапана (d_c) = 50 мм, висота підйому клапана h = 10 мм, маса клапана m_k = 0,6 кг, частота руху робочого органу n = 105 хв⁻¹. Однак, через сильну пульсацію струменя розчину при даній частоті, яка видно на рис. 3.4, було обрано раціональний діапазон частот від 100 до 125 хв⁻¹, і частота руху була встановлена на значенні n = 120 хв⁻¹, яке краще відповідає технологічним вимогам.

З графіка (рис. 3.3) можна вивести, що незалежно від діаметра отвору сідла клапана, зі збільшенням висоти підйому клапана над сідлом об'ємний коефіцієнт корисної дії розчиннасоса спочатку зростає до максимального значення, а потім знову знижується. При постійній висоті підйому клапана і збільшенні діаметра отвору сідла також спостерігається зростання об'ємного коефіцієнта корисної дії до максимального значення при d_c = 50 мм, а потім знову зниження. Яскраво виражена на графіку закономірність полягає в тому, що максимальний об'ємний коефіцієнт корисної дії в розчиннасоса, який становить 81% при меншому діаметрі отвору сідла, досягається при більшій висоті підйому клапана (12 мм), а при більшому діаметрі (ККД 76%) навпаки при меншій висоті (8 мм).

Ці закономірності, які були визначені експериментально, повністю підтверджують висунуті гіпотези в розділі 2 щодо взаємозалежності

конструктивних параметрів клапана. Ці закономірності можуть бути пояснені наступним чином.

Підняття клапана над сідлом на висоту, більшу ніж раціональна, призводить до збільшення площі бічної щілини. Це, у свою чергу, призводить до зменшення гідравлічного опору на шляху руху розчину через клапан. Такий ефект сприяє покращенню умов всмоктування і умов для зворотних витоків розчину, завдяки запізненню закриття клапана. Крім того, збільшується об'єм "мертвого" підклапанного простору, а також збільшується опір при посадці клапана на сідло.

Підняття клапана над сідлом на висоту менше раціональної призводить до зменшення площі бічної щілини, що в свою чергу збільшує гідравлічний опір для розчину, що проходить через клапан. Це сприяє зменшенню зворотних витоків і обсягу "мертвого" підклапанного простору, але водночас погіршує умови всмоктування, знижуючи коефіцієнт заповнення робочої камери. У обох випадках це призводить до зниження об'ємного коефіцієнта корисної дії, як видно на рис. 3.3.

На перший погляд, здається, що ідеальним варіантом був би малий підйом клапана при великому діаметрі отвору сідла. Проте, мінімальна висота обмежена крупністю фракцій розчину. З іншого боку, збільшення діаметра отвору, в порівнянні з оптимальним (зображеним на рис. 3.3) при постійній витраті через клапан, призводить до зниження об'ємного коефіцієнта корисної дії розчинонасосу через збільшення зворотних витоків.

Отже, можна визначити, що для кожного діаметра сідла існує своя оптимальна висота підйому клапана. Це досягає максимального об'ємного коефіцієнта корисної дії завдяки збалансованості між умовами всмоктування та зворотними витоками.

Також можна зробити висновок, що для кожного конкретного рівня витрат існують свої оптимальні значення діаметра отвору сідла та висоти підйому клапана, які залежать від швидкості проходження розчину через клапан.

Отже, дані експерименту (рис. 3.3) підтверджують, що збільшення або зменшення висоти підйому всмоктувального клапана призводить до зниження об'ємного коефіцієнта корисної дії розчинонасоса. Нове оптимальне значення може бути досягнуте відповідно при меншому або більшому діаметрі сідла.

Таким чином, для кожної конкретної висоти підйому клапана та діаметра отвору сідла існує баланс між трьома складовими об'ємного коефіцієнта корисної дії [24]. У точці максимуму, яка характеризує збалансованість між недоповненням робочої камери повітрям, зворотніми витоками розчину через клапан та наявністю "мертвого" підклапанного простору, досягається оптимальна ефективність. З аналізу можна зробити висновок, що будь-яке відхилення одного з параметрів від оптимального значення, як в зменшувальному, так і в збільшувальному напрямку при незмінному іншому, призведе до розбалансування цих трьох складових об'ємних втрат, що, в свою чергу, призведе до зниження об'ємного коефіцієнта корисної дії розчинонасоса (рис. 3.3).

3.4.2 Вплив частоти руху і довжини ходу робочого органу, а також рухливості розчину, що перекачується на об'ємний ККД розчинонасосу

Вплив частоти руху робочого органу на об'ємний коефіцієнт корисної дії розчинонасоса при незмінних інших конструктивних параметрах пояснюється збільшенням швидкості проходження потоку розчину через клапан та зростанням часу запізнення відкриття та закриття циклу його роботи.

З графіка (рис. 3.4) видно, що при зміні рухливості розчину в більшу чи меншу сторону відбувається відповідне змінення раціональної частоти, і це збігається зі збільшенням чи зменшенням рухливості. Обрана частота є раціональною для трьох найбільш часто застосовуваних рівнів рухливості розчину - 8 см, 10 см, 12 см. Втрата об'ємного коефіцієнта корисної дії становить всього

Лист	№ докум.	Підп.	Дата	

ГММ.602-МММ.025 – 00.00.000 ПЗ

Лист

54

4%. При зниженні рухливості розчину спостерігається вплив на об'ємний коефіцієнт корисної дії, який знижується від 95% до 63%. Це зменшення стає більш помітним при зменшенні рухливості, що підтверджується збільшенням кута нахилу кривих (рис. 3.4), які об'єднують експериментальні точки.

Зменшення довжини ходу робочого органу призводить до збільшення об'єму "мертвого" простору робочої камери, тобто знижує коефіцієнт її наповнення. Це відображено на графіку (рис. 3.5), побудованому за експериментальними даними, де спостерігається падіння об'ємного коефіцієнта корисної дії розчинонасоса. Ця залежність є регульовальною характеристикою спроектованого розчинонасоса.

У діапазонах збільшення швидкості руху робочого органу (рис. 3.5) та зменшення довжини його ходу (рис. 3.4) на 40%, об'ємний коефіцієнт корисної дії розчинонасоса практично однаково знижується, а саме на 2-6%. Таким чином, зберігаємо однозначні втрати в об'ємному коефіцієнті корисної дії при перекачуванні розчину рухливістю 10 см. Це можна досягнути як за рахунок підвищення реальної подачі на 1 м³/год завдяки збільшенню частоти руху робочого органу, так і забезпечивши режим соплування через зменшення довжини ходу поршня. Отже, вбудований у конструкцію розчинонасоса метод регулювання продуктивності зміною довжини ходу робочого органу повністю сумісний із застосуванням тарілчастих клапанів і майже на однаковому рівні ефективності з регулюванням за допомогою зміни частоти його ходів. Цей метод має більш просте конструктивне рішення і дозволяє забезпечити плавне регулювання подачі розчинонасосу.

На основі наданих даних створена експлуатаційна характеристика розробленого розчинонасоса, яка відображає залежність продуктивності від частоти руху робочого органу та в'язкості перекачуваного розчину (рис. 3.7).

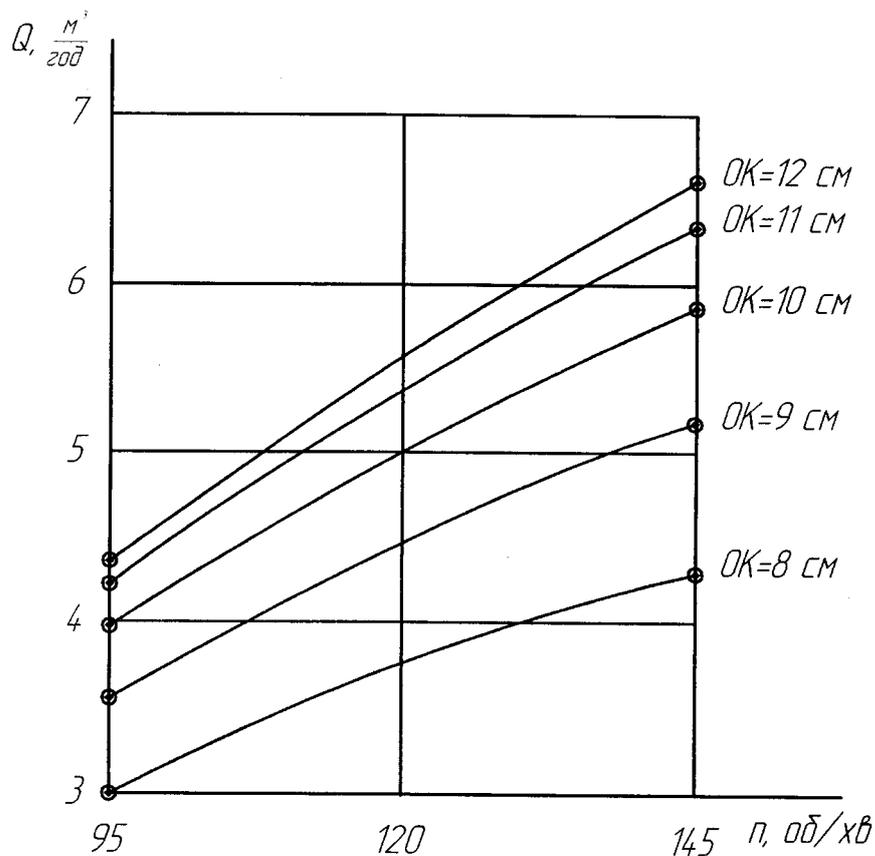


Рисунок 3.7 – Графік залежності об'ємного ККД розчинонасосу від частоти τ руху його робочого органу та рухливості розчину ОК при $d=50$ мм $h=10$ мм; $\tau=0,6$ кг.

3.4.3 Вплив маси всмоктуючого клапана на об'ємний ККД розчинонасоса

Вплив маси клапана на об'ємний коефіцієнт корисної дії насоса (ККД) також неоднозначний, подібно до інших параметрів. Для ефективної роботи клапану важливо, щоб він мав невелику масу та висоту підйому. Однак експерименти показали, що тарілчасті клапани, встановлені на розчинонасос, навіть з низькою масою, можуть не ефективно закриватися. Це відбувається через вплив потоку

розчину, що надходить зверху клапана, і розрідження, що виникає під клапаном через збільшення швидкості розчину в щілині клапана.

Легкий клапан може стикатися із значними зворотніми витоками розчину через недостатню швидкість закривання. Коли клапан рухається при закриванні з меншою або рівною швидкістю, ніж потік розчину, це збільшує час закриття, що призводить до великих зворотних витоків. Це може пояснити низький об'ємний к.п.д. розчинонасоса при масі клапана 0,5 кг (рис. 3.6).

При збільшенні маси клапана також спостерігається зниження раціонального об'ємного коефіцієнта корисної дії (ККД), яке пояснюється збільшенням часу запізнення відкриття клапана через велике зусилля, необхідне для відокремлення клапана від сідла. Таким чином, графік показує, що при збільшенні навантаження на клапан збільшується об'ємний ККД, але це навантаження повинно залишатися в межах певного раціонального значення, щоб забезпечити мінімальне запізнення при роботі клапана.

Окрім цього, для кожного діаметра отвору сідла існує своя оптимальна маса клапана (рис. 3.6). При цьому для клапанів малих діаметрів підвищення коефіцієнта продуктивності здійснюється за рахунок зменшення маси, тоді як для великих діаметрів спостерігається зворотний ефект. Це пояснюється взаємозв'язком площі бічної щілини клапана та часу запізнення його реакції. При малих діаметрах отвору сідла і невеликій масі клапана час реакції на закривання компенсується гідравлічним опором сідла. У випадку великих діаметрів отвору та мас клапана час запізнення відкриття, велика площа бічної щілини і скорочений час реакції на закривання взаємно компенсують один одного.

Під час експериментальних досліджень було встановлено, що при цих умовах оптимальна маса тарілчастого клапана (m_k) становить 0,6 кг, що повністю підтверджує теоретичні передумови, викладені раніше.

3.4.4 Рекомендації щодо розрахунку параметрів тарілчастих клапанів

З аналізу експериментальних і теоретичних досліджень можна зробити висновки, що всі досліджені фактори і параметри, які впливають на об'ємний коефіцієнт корисної дії (ККД) розчинонасоса, при різному поєднанні мають неоднозначний вплив на швидкість проходження розчину через клапанний вузол. Отже, можна стверджувати, що об'ємний ККД залежить від швидкості, тобто існує раціональна швидкість проходження розчину через клапанний вузол, при якій об'ємний ККД досягає максимуму.

З експериментальних даних випливає, що для вапняно-піщаного розчину зі складом 1:3 та рухливістю 10 см оптимальними параметрами є: діаметр сідла (d_c) = 50 мм, висота підйому клапана (h) = 10 мм, маса тарілчастого клапана (m_k) = 0,8 кг, та період запізнення клапана (n) = 120хв⁻¹.

Середня оптимальна швидкість руху розчину через сідло клапана дорівнює:

$$V_{c.cер.} = \frac{2Q_d}{f_c}, \frac{м}{с} \quad (3.5)$$

Середня оптимальна швидкість в щілині клапана:

$$V_{щ.cер.} = \frac{2Q_d}{f_{щ}}, \frac{м}{с} \quad (3.6)$$

Звідси знаходимо коефіцієнт зміни швидкості потоку:

$$K = \frac{V_{c.cер.}}{V_{щ.cер.}} \quad (3.7)$$

Далі знаходимо коефіцієнт відношення раціональних площ:

$$a = \frac{f_{щ}}{f_c} \quad (3.8)$$

Підставляючи отримане значення коефіцієнт відношення раціональних площ у вираз 2.35 отримаємо:

$$h = \frac{0,23 \cdot d_c^2}{d_c + 2 \cdot b} \quad (3.9)$$

де d_c – діаметр отвору сідла клапана;

b – ширина опорної поверхні тарілки клапана, $b=2\dots3$ мм.

Діаметр отвору сідла клапана знаходимо з виразу (2,34), підставляючи в нього значення оптимальної швидкості розчину в сідлі клапану $V_{с.сеп}=1,1\dots1,5$ м/с

Для конусного клапана формула знаходження оптимальної висоти підйому матиме вигляд:

$$h = \frac{0,23 \cdot d_c^2}{d_T \cdot \sin \alpha}, \quad (3.10)$$

Графічна залежність висоти підйому клапана від діаметру отвору сідла і діаметра отвору сідла від подачі розчинунасоса зображені на рисунку 3.8.

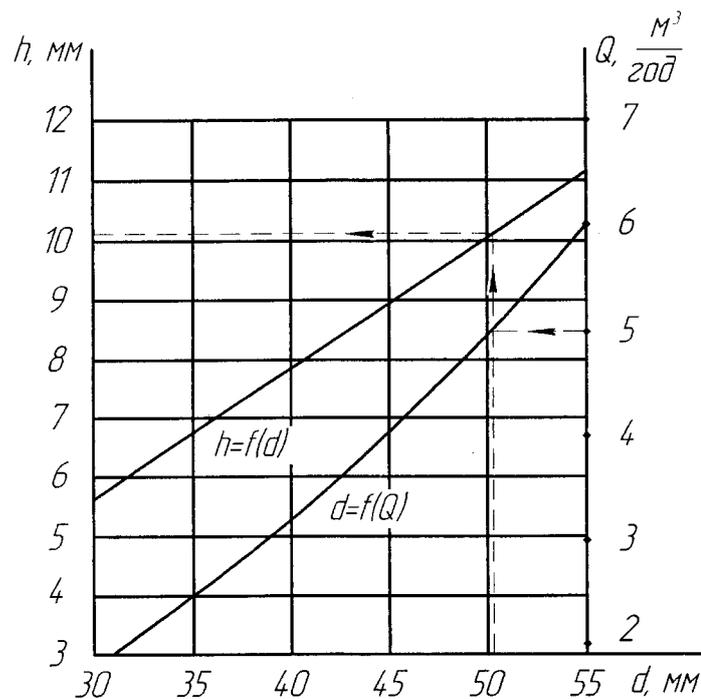


Рисунок 3.8 – Монограма визначення висоти підйому h і діаметра отвору сідла d тарічастого клапана за необхідною подачею Q розчинунасосу.

Масу тарічастого клапана можна визначити за виразом (2.37), використовуючи значення коефіцієнта зміни швидкості потоку (K) = 0,89.

За наведеними формулами можна провести оперативний розрахунок раціональних конструктивних параметрів всмоктуючого тарічастого клапана для досягнення потрібного обсягу витрати розчинунасосу..

Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.602-мММ.025 – 00.00.000 ПЗ

Лист

59

4 Обґрунтування конструктивної схеми та параметрів розчинонасосу з тарілчастими клапанами

Досліджуваний розчинонасос представляє собою плунжерний насос подвійної дії з диференційованим проточним плунжером (див. рис. 4.1). У конструкції, яка має форму коробки і виготовлена з запобіжної звареної структури, розміщені всмоктуючий 1 та нагнітальний 2 клапани, втулка 3, що виступає як напрямна для плунжера 4, а також ексцентрикний привідний вал 5, пов'язаний з плунжером за допомогою двох шатунів 6. Електродвигун 7 використовується для приведення кривошипно-шатунного механізму насоса, передача здійснюється за допомогою клинопасової передачі 8 та циліндричного двоступеневого редуктора 9, що передає обертання на вал 5 через муфту 10. Привідний ексцентрикний вал 5 обладнаний спеціальним механізмом для регулювання ходу плунжера. Цей механізм включає в себе втулку 11 із вбудованими ексцентриками 12, які виготовлені як єдина одиниця, а також втулку 13, що вільно монтується на валу 5, та фрикційний затискач 15. Один із ексцентриків 12 має запресований у нього палець 14, який контактує з повідцем 15 втулки 13. Фрикційний затискач, що фіксує кутове положення ексцентриків 12 відносно вала 5, складається з фланців 18 і 17, проміжного диска 16 і гайки 19. Фланець 16 нерухомо монтується на втулці 13 і утримується від відносного обертання за допомогою двох призматичних шпонок 20. Для передачі моменту з вала 5 на фланець 17 використовується призматична шпонка 21, яка діє як ковзна.

				ГММ.602-МММ.025 – 00.00.000 ПЗ			
Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Обґрунтування конструктивної схеми та параметрів розчинонасосу з тарілчастими клапанами	Літ.	Лист	Листів
Зроб.	Загорулько	<i>[Підпис]</i>	28.12			60	8
Зв.	Васильєв	<i>[Підпис]</i>	28.12				
Контр.	Васильєв	<i>[Підпис]</i>	28.12				
Зв.	Орисенко	<i>[Підпис]</i>	29.12				
				Національний університет імені Юрія Кондратюка, ННІТР, 2023 р			

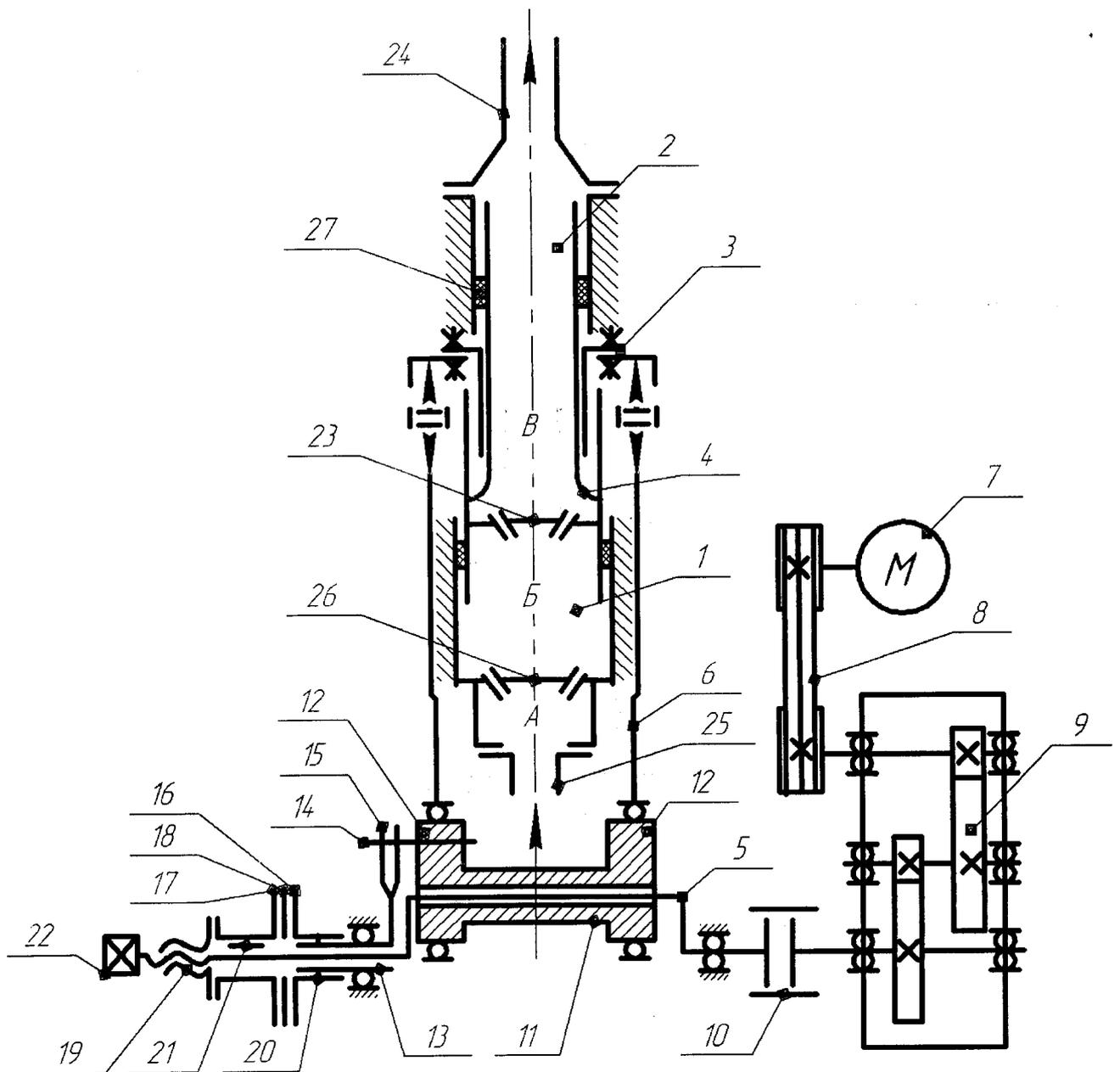


Рисунок 4.1 – Принципова схема розчинонаосу з проточним плунжером та тарілчастими клапанами

Хід плунжера регулюється шляхом зміни відносного положення ексцентрикової втулки 11 на валу 5. Вал 5 фіксується за допомогою ключа на квадратній головці 22, тоді як фланець 16 встановлюється у необхідне положення, зраховуючи ризики на його циліндричній поверхні. Після цього гайку 19 затягують.

Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.602-мММ.025 – 00.00.000 ПЗ

Лист

61

Під час затягування гайки 19 виникає осьова сила, що стискає фланці 16 і 17, а також розташований між ними диск 18. Втулка 13 торкається торця ексцентрикової втулки 11 (цей контакт не видно на схемі через орієнтацію зображення), правий ексцентрик 12 дотикається до коліна валу 5 і створює додатковий момент тертя, який утримує втулку 11 від обертання на валу 5.

При роботі насоса відбувається наступне: при обертанні валу електродвигуна через знижувальну передачу вал 5 обертається зі зменшеною кутовою швидкістю, і плунжер 4 виконує поворотно-поступальний рух. Під час руху плунжера вгору від нижньої мертвої точки нагнітальний клапан 23 залишається закритим. Завдяки утвореному розрідженню в порожнині "Б", розчин з бункера (який не зображений на схемі) через всмоктувальний патрубок 25 наповнює порожнину "А" і потрапляє в порожнину "Б" через відкритий всмоктувальний клапан 26. Під час руху плунжера вниз від верхньої мертвої точки клапан 26 закривається, а клапан 23 відкривається. Частина розчину з порожнини "Б" виводиться через відкритий клапан 23 в порожнину "В", а частина йде в напірний трубопровід. При цьому, під час закриття клапана 26, певна кількість розчину переходить з порожнини "Б" в порожнину "А". У наступному циклі всмоктування (рух плунжера вгору) порожнину "Б" знову заповнюється, а розчин з порожнини "В" виводиться в напірний трубопровід. Таким чином, розчин потрапляє в всмоктувальну порожнину "А" лише під час руху плунжера вгору, а в напірний трубопровід 24 подається як під час руху плунжера вгору, так і при його русі вниз. Для забезпечення більш рівномірного подавання розчину його об'єми, які подаються плунжером за кожен цикл, повинні бути однакові. Якщо не враховувати зворотні витікання розчину через клапани, що знижують продуктивність насоса, умова однакової подачі розчину за кожен хід плунжера призводить до співвідношення діаметрів гільз $D = d \cdot \sqrt{2}$. Застосування диференційного плунжера дозволяє відмовитись від повітряного ковпака.

№	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ГММ.602-мММ.025 – 00.00.000 ПЗ

Лист

62

Продуктивність розчинонасоса приймається рівною $5 \text{ м}^3/\text{год}$, оскільки у процесі будівництва об'єкта часто виникає необхідність у перекачуванні великих обсягів будівельних розчинів, наприклад, для виконання стяжок та інших робіт.

Частота обертання колінчастого валу n в двопоршневих кривошипних розчинонасосах зазвичай коливається від 60 до 200 обертів на хвилину [23]. Дослідження Е.П. Парфенова показали, що для розчинонасосів із кульовими клапанами оптимальна частота обертання знаходиться в межах 90-110 обертів на хвилину і залежить від об'ємної ваги розчину [2], а саме від його консистенції.

Однак, оскільки в сучасних умовах в основному використовується механізоване нанесення розчину на поверхню (з використанням соплування), проведені тривалі спостереження на різних будівельних об'єктах показали, що визначена кількість обертів може бути недостатньою для ефективного рівномірного нанесення розчину без пульсації. У такому випадку для експериментального зразка рекомендується встановлювати частоту 120 обертів на хвилину.

Відношення довжини ходу поршня до його діаметру (Ψ) варіюється приблизно в межах від 0,5 до 2,5. Мінімальні значення цього відношення спостерігаються для швидкоходових насосів [23]. Проте, збільшення довжини ходу поршня призводить до значного збільшення габаритних розмірів насоса і поперечних зусиль, які діють на робочий орган. Для експериментального зразка прийнято значення $\Psi = 0,51$.

Коефіцієнт корисної дії (ККД) кривошипних поршневих насосів зазвичай знаходиться в межах від 0,7 до 0,85 [23]. З урахуванням конструктивних особливостей проєктованого розчинонасосу можна припустити, що його ККД буде вище, ніж у аналогів, що серійно випускаються. Тому прийнято значення його ККД рівним 0,85.

За прийнятими вихідними параметрами розраховуємо діаметр нижньої частини плунжера:

					ГММ.602-МММ.025 – 00.00.000 ПЗ	Лист
						63
№	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot Q}{60 \cdot i \cdot \pi \cdot p \cdot \psi \cdot n \cdot \eta_0}}, \quad (4.1)$$

де Q – подача насоса м³/год;

i – число робочих камер;

p – коефіцієнт який враховує зменшення робочої площі поршня $p=1$;

ψ – відношення ходу поршня до його діаметра;

n – частота обертання колінчастого вала хв⁻¹;

η_0 – коефіцієнт подачі насосу.

Визначаємо діаметр верхньої частини плунжера з умови, що при ході плунжера вгору в розчинопровід повинен витіснятися об'єм розчину, що дорівнює 0.5 об'єму, що надійшов у робочу камеру при такті всмоктування.

$$d = \frac{D}{\sqrt{2}}, \text{ м} \quad (4.2)$$

Визначаю максимальний хід плунжера з умови:

$$h = \psi \cdot D, \text{ м} \quad (4.3)$$

Ексцентриситет вала та ексцентрикової втулки приймаю конструктивно

Тоді максимальний та мінімальний радіуси кривошипа дорівнюють:

$$r_{\max} = e_1 + e_2, \text{ мм} \quad (4.4)$$

$$r_{\min} = |e_1 - e_2|, \text{ мм} \quad (4.5)$$

Мінімальний хід плунжера:

$$h_{\min} = 2 \cdot r_{\min}, \text{ мм} \quad (4.6)$$

Для приводу розчинонасоса, обираємо електродвигун серії АІР з синхронною частотою обертання 1500 обертів на хвилину. Це є найбільш відповідним вимогам, оскільки він має великий пусковий момент, невеликі габарити і доступність. Типорозмір двигуна визначається на підставі оцінки потрібної потужності для двох режимів роботи насоса:

- 1) При максимальній продуктивності насоса.
- 2) При максимальному тиску розчину у робочій камері.

Необхідна потужність для приводу розчинонасосу визначається за формулою:

$$P = \frac{Q \cdot p \cdot \eta_0''}{3600 \cdot \eta_r \cdot \eta_m \cdot \eta_{ми} \cdot \eta_0'} \quad (4.7)$$

де η_r – гідравлічний ККД насоса, $\eta_r = 0,9$;

η_m – механічний ККД насоса, який враховуючи наявність вузлів тертя зв'язання (направляюча втулка, ущільнення), $\eta_m = 0,65$;

$\eta_{ми}$ – ККД механічної передачі, яка складається з ремінної передачі та ступінчастого редуктора, $\eta_{ми} = 0,85$;

η_0' та η_0'' – коефіцієнти витоків та наповнення відповідно, в першому наближенні приймаємо рівним 0,97.

Для застосування насоса при будівництві будівель із підвищеною кількістю поверхів, зокрема більше 14-16 поверхів, важливо забезпечити можливість запливання при тиску 6,0 МПа та подачі 2,8 м³/год. Зазначте, що гумотканинні розчинопроводи, які випускаються серійно, розраховані на тиск до 4 МПа. Отже, у такому випадку розчинонасос повинен бути підключений безпосередньо до металевого розчинопроводу, щоб відповідати вимогам тиску та подачі.

Для режимів роботи 1 і 2 з найбільшою потужністю 6,6 кВт вибираю електродвигун марки АІР 132 S4 У3 з номінальною потужністю 7,5 кВт.

Для роботи на будівництві 16 і більше поверхових будівель передбачено встановлення двигуна марки АІР 132 М4 У3 з номінальною потужністю 11 кВт.

Ремінна передача в приводі обрана з метою:

1) уникнути подвійного центрування редуктора (з двигуном та валом насоса);

2) мати у складі приводу запобіжний елемент.

Таким чином, з метою зменшення габаритів та уніфікації заготовок для шківів, ми встановлюємо передатне число ремінної передачі рівним одиниці.

Також, передатне число редуктора обрано рівним 12,5 для досягнення частоти обертання колінчастого валу на рівні 120 обертів на хвилину.

Отже, типорозмір редуктора визначається потужністю, що передається, і передавальним числом. З урахуванням цих даних та для забезпечення оптимальної компоновки насоса ми обираємо циліндричний двоступінчастий вузький редуктор ЦУ-160-12,5-22.

У цілях економії осьового габариту приводу вибираємо нестандартну ланцюгову муфту з однорядним ланцюгом ПР-38,1-12700.

Діаметри всмоктуючого d_1 , і нагнітального d_2 патрубків визначаються з умови нерозривності потоку [10]:

$$Q_d = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot V_1 = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot V_2 \quad (4.8)$$

Звідси:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_d}{\pi \cdot V_1}} + \delta, \quad (4.9)$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_d}{\pi \cdot V_2}} + \delta, \quad (4.10)$$

де V_1 та V_2 – середні швидкості руху розчину відповідно в всмоктуючому та нагнітаючому патрубках;

δ – товщина пристінного розчину.

Отже, оптимальна швидкість руху розчину в всмоктувальному патрубку розчинонасоса, при якій досягається найбільше наповнення робочої камери, залежить від рухливості розчину.

Для вапняно-піщаного розчину складу 1:3 із рухливістю 10 см, оптимальною швидкістю руху розчину в всмоктувальній патрубці вважають $V_1 = 1,5$ м/с. Це обумовлено тим, що для води зазвичай приймають значення швидкості в діапазоні 1-2 м/с, і швидкість 0,5 м/с вважається оптимальною для вапняно-піщаного розчину з вказаним складом.

Оптимальна швидкість руху розчину в нагнітальному патрубку V_2 рекомендується вибирати в межах 0,5-0,8 м/с. У цьому діапазоні створюються найбільш сприятливі умови для перекачування розчину, а саме менша ймовірність виникнення явища пробкоутворення.

Лист	№ докум.	Підп.	Дата	

ГММ.602-мММ.025 – 00.00.000 ПЗ

Лист

66

На основі проведеного огляду та аналізу клапанів об'ємних насосів для розчинонасоса обрано тарілчасті клапани з нижнім напрямком. Використання цих клапанів у конструкції розчинонасоса дозволяє знизити величину шкідливого об'єму камери до 42%. Це важливо, оскільки менший шкідливий об'єм дозволяє досягти високого тиску в робочій камері при "сухому" всмоктуванні, і це становить 0.03 МПа.

Для порівняння, в інших розчинонасосах, зокрема у диференціального вертикального розчинонасоса з кульовими клапанами РН-2;4, відношення шкідливого об'єму до робочого становить 124%, а в розчинонасосах конструкції ВНПСМ до 184%. Таким чином, вибір тарілчастих клапанів з нижнім напрямком у даному розчинонасосі дозволяє досягти оптимальної ефективності та тиску при перекачуванні розчину.

У зв'язку з унікальними особливостями конструкції розчинонасоса та особливостями середовища, яке він перекачує, наявні методики визначення конструктивних параметрів клапанів не можуть бути застосовані безпосередньо до даного насоса. Таким чином, для визначення раціональних параметрів клапанів, таких як діаметр отвору сідла, висота підйому та маса клапана, необхідно провести спеціалізовані теоретичні та експериментальні дослідження.

					ГММ.602-мММ.025 – 00.00.000 ПЗ	Лист
						67
	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Висновки

Теоретичні та експериментальні дослідження, спрямовані на визначення впливу конструктивних параметрів розчинонасоса з тарілчастими клапанами на його об'ємний коефіцієнт корисної дії, були успішно проведені. Ці дослідження включали визначення діапазону зміни параметрів на основі теоретичних обґрунтувань, обрання засобів вимірювань з обґрунтованим вибором, розробку методики лабораторних експериментів і використання статистичних методів обробки даних. Отримані результати мають високу точність та достовірність.

Результати експериментів підтверджують ту саму теоретичну базу, яка була розроблена в ході аналітичних досліджень, включаючи математичне прогнозування. Встановлені залежності між об'ємним коефіцієнтом корисної дії розчинонасоса та конструктивними параметрами, такими як діаметр отвору сідла, висота підйому, маса клапана, частота руху та довжина ходу робочого органу. Також досліджено вплив рухливості розчину, який перекачується. З'ясовано раціональні параметри для всмоктувального клапана, зокрема, $d_c = 50$ мм, $h = 10$ мм, $n = 120$ хв⁻¹, $m_k = 0,6$ кг при перекачуванні вапняно-піщаного розчину складу 1:3, рухливості $OK=10$ см та крупністю фракцій до 5 мм.

Введені уточнені формули для оперативного розрахунку раціональних конструктивних параметрів тарілчастого клапана вертикального диференціального розчинонасосу для перекачування розчину. Експериментальні дані підтверджують раціональність розрахункових параметрів.

ГММ.602-МММ.025 – 00.00.000 ПЗ

Лист	№ докум.	Підпис	Дата
1	Загарулько	<i>[Підпис]</i>	28.12
2	Васильєв	<i>[Підпис]</i>	28.12
3	Васильєв	<i>[Підпис]</i>	28.12
4	Орисенко	<i>[Підпис]</i>	29.12

Висновки

Літ.	Лист	Листів
	68	1

Національний університет
імені Юрія Кондратюка,
ННІІТР, 2023 р

Список літератури

1. Алёшин Н. И., Парфёнов Е. П. Анализ работы клапанов насосов для транспортирования строительных растворов /Амех.инструмент и Отделочные машины: Информ. научн.-техн. сб. - Вып. 4. -М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1971. -С.8-10.
2. Алёшин Н.И., Парфенов Е.П. Определение оптимальных режимов работы насосов для транспортирования строительных растворов //Мех.инструмент и отделочные машины: Информ. научн.-техн. сб. - Вып. 3. -М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1971. -С.9-14.
3. Баладінський, В. Л. Будівельна техніка: підручник [Текст] / В.Л. Баладінський, І.І. Назаренко, О.Г. Онищенко. - Київ-Полтава: КНУБА-ПДТУ, 2001. - 463 с.
4. Будівельні розчини. Методи випробовування: ДСТУ Б В.2.7-239:2010
5. Васильев Є. А.; Васильев О. С. Вибір матеріалу для багат шарової діафрагми розчинонасоса з метою підвищення її зносостійкості. 2019. PhD Thesis. Чернігівський національний технологічний університет.
6. Васильев Є. А.; Чумак С. І. Портативний гвинтовий розчинонасос. 2021. PhD Thesis. Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка».
7. Васильев О. С.; Рогозін І. А. Установка для приготування та транспортування бетону. Восточно-Европейский журнал передовых технологий, 2013, 2.7 (62): 34-36.
8. Влияние основных конструктивных параметров на к.п.д. дифференциального растворонасоса / А. Г. Онищенко, В. Б. Надобко, Н. Н.

ГММ.602-МММ.025 – 00.00.000 ПЗ

Список літератури

№	Лист	№ докум.	П.Д.пос.	Дата		Лім.	Лист	Листів
1	Зав.	Загорулько	<i>[Signature]</i>	28.12	Список літератури Національний університет імені Юрія Кондратюка, ННІТР, 2023 р			
2	Зав.	Васильев	<i>[Signature]</i>	28.12			69	3
3	Зав.	Васильев	<i>[Signature]</i>	28.12				
4	Зав.	Орисенко	<i>[Signature]</i>	29.12				

Шпилька //Конструкции зданий и строительное производство: Сб. научн. трудов. -К., 1991. -С.4-13.

9. Волков А. С., Ермакова В.И. Буровые геолого-разведочные насосы. - М.: "Недра", 1987. -287с.

10. Графо-аналитическое исследование кулачкового привода растворонасоса РН-4 /В.У. Устьянцев, А.Г. Онищенко, В.Б. Надобко
Фундаментальные исследования и новые технологии в строительном материаловедении. Часть 6. Техника и технология измельчения, смешения и классификации материалов: Тез. докл. Всесован. конф. -Белгород, 1989. -С.84-85.

11. Добронравов С.С., Парфёнов Е.П. Машины и механизмы для отделочных работ: Учеб. пособие для строит. вузов. -М.: Высш. шк., 1989. -272 С.

12. Кокрен У. Методы выборочного исследования /Пер. с англ. И.М. Сониной. -М., "Статистика", 1976. -440С.

13. Коробко Б. О.; Васильев, О. С. Малоімпульсний вертикально-шпунжерний розчинонасос із шарнірно-важільним приводом. Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Серия: Подъёмно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование, 2010, 57: 179-186.

14. Львовский Е.Н. Статистические методы построения эмпирических формул. 2-е изд., перераб. и доп. -М.: Высш. шк., 1988. -239 С.

15. Машины, оборудование, инструменты (растворонасосы) //В кн.: Швец Л.И. Справочник строителя-отделочника. - К.: Будівельник, 1991.-248 с

16. Монтгомери Д.К. Планирование эксперимента и анализ данных: Пер. с англ. -Л.: Судостроение, 1980. -384 С.

17. О работе клапанов поршневых растворонасосов / Е. П. Парфёнов, Е. С. Добронравов, Т. А. Коротченкова // Расчетные методы в строительстве. – 1976. – Вып. 5. – С.9.

18. Парфёнов Е. П. , Шикунин Ю. П. Предотвращение пробкообразования в клапанных камерах растворонасосов // Строит. и дор. машины. – 1982. – N5. С. 7-8.

				ГММ.602-мММ.025 – 00.00.000 ПЗ	Лист
Лист	№ докум.	Підп.	Дата		70

19. Растворонасос РН-4 с гидравлическим приводом / В. У. Устьянцев, А. Г. Онищенко, И. Я. Виноходов//Механизация строительства. 1987.-N4.-С. 12.
20. Руководство по подбору составов тяжёлого бетона /НИИ бетона и железобетона Госстроя СССР. -М.: Стройиздат, 1979. -103С.
21. Румшицкий Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента: Справочное руководство. -М.: "Наука", 1971. -192 С.
22. Чайка Д. О. Дослідження умов роботи нового універсального шлангового гідравлічного бетононасоса з урахуванням його динамічних характеристик. Науковий вісник будівництва, 2017, 89, № 3: 230-234.
23. Чиняев И. А. Поршневые кривошипные насосы. -Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние. 1983. -156с.
24. Шпилька Н. Н. Разработка и исследование вертикально-плунжерного дифференциального растворонасоса с тарельчатыми клапанами, Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, Полтава 1996. – 135с.
25. Яровский М. Л. Совершенствование конструкции основных узлов поршневых растворонасосов // Повышение качества и надежности строительных и дорожных машин: Сборник научных трудов. – Вып.105. – М : ВНИИстройдор маш, 1986. – С. 23-24.

**Дослідження робочих процесів клапанних
вузлів розчинонасосів**

Презентаційні матеріали

ГММ.602-МММ.025-00.00.000ПМ

Презентаційні матеріали до магістерської кваліфікаційної роботи
на тему:
«Дослідження робочих процесів клапанних вузлів розчинонасосів»

ГММ.602-МММ.025-00.00.0000ПМ

Роботу виконав:
студент групи 602 – МММ
Загорулько Семен Володимирович

Актуальність роботи.

На сьогоднішній день для транспортування розчинів через трубопровід використовуються переважно розчинонасоси з самодіючими кульковими клапанами, які, не дивлячись на їхні переваги, мають численні істотні недоліки. Робота кулькових клапанів часто супроводжується великими зворотними витоками розчину, іноді вони можуть застрягти в густих розчинах, а також схильні до значного зносу при посадці на сідло. Використання кулькових клапанів також призводить до збільшення об'єму шкідливого простору робочої камери. Отже, для ліквідації даних недоліків пропонується впровадження тарілчастих клапанів у розчинонасос. Дане впровадження має полішити ефективність його роботи порівняно з кульковими клапанами, що має потенційно позитивний вплив на експлуатаційні та техніко-економічні характеристики.

Мета досліджень.

Отже, основною метою цієї роботи є дослідження високопродуктивного вертикально-плунжерного розчинонасосу із тарілчастими клапанами призначеного для транспортування та автоматизованого нанесення на оброблювані поверхні будівельних розчинів. Додатково, робота спрямована на вивчення конструктивних рішень, обґрунтування їхньої ефективності та інтеграцію розробленої конструкції насоса в будівельне виробництво.

Завдання досліджень.

Для досягнення поставленої мети визначено наступні завдання:

- 1) Провести аналіз літературних джерел та практичного досвіду використання розчинонасосів у будівельному виробництві з метою аргументації обраної цілі.
- 2) Обґрунтувати наукову базу для оптимізації конструктивних параметрів тарілчастих клапанів у вертикально-плунжерному диференційному розчинонаосі шляхом використання математичного моделювання.
- 3) Обрати конструктивну схему та розробити експериментальний зразок перспективного вертикально-плунжерного диференційного розчинонасоса з тарілчастими клапанами на основі проведеного теоретичного аналізу.
- 4) Встановити аналітичні залежності для вивчення впливу конструктивних параметрів запропонованого насоса на його об'ємний коефіцієнт корисної дії (ККД).
- 5) Провести експериментальні дослідження для обґрунтування доцільності використання тарілчастих клапанів у вертикальних диференційних розчинонасосах.

Огляд та аналіз конструкцій розчинонасосів

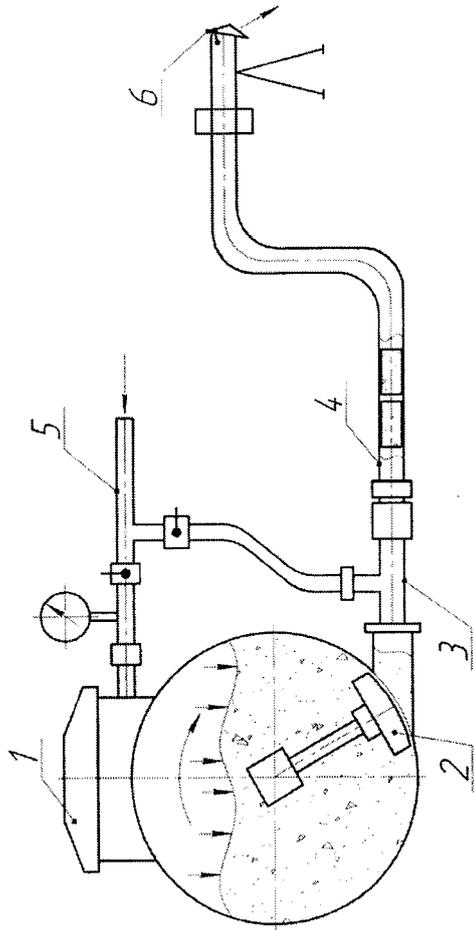


Рисунок 1.1 – Пневмонагнітач: 1 – завантажувальна воронка; 2 – лопатевий вал; 3 – нагнітальний патрубок; 4 – розчинопровід; 5 – пенвматична магістраль; 6 –насадка для гасіння потоку розчину.

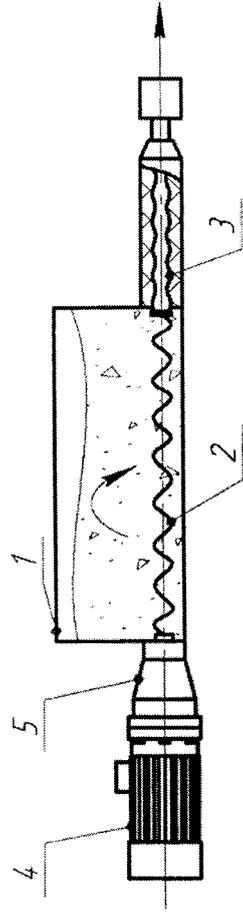


Рисунок 1.2 – Гвинтовий розчинонасос: 1 – бункер; 2 – живильник; 3 – насосний вузол; 4 – електродвигун; 5 – редуктор.

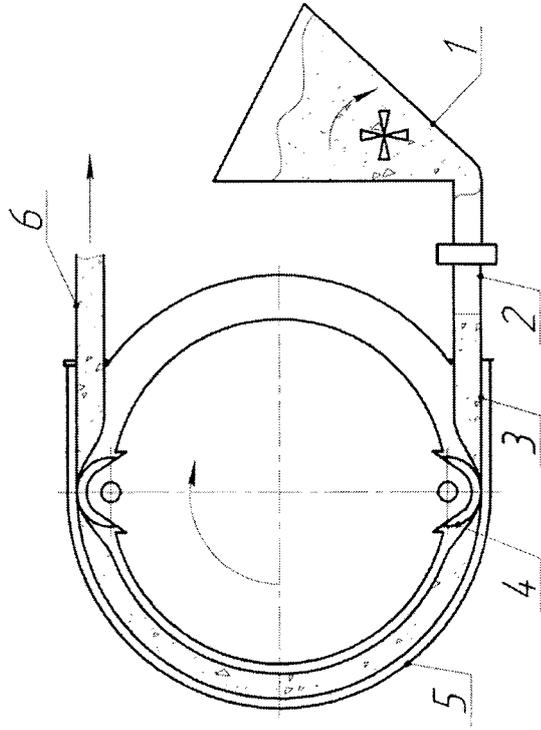


Рисунок 1.3 – Шланговий розчинонасос: 1 – бункер; 2 – всмоктуючий патрубок; 3 – рукав для розчину; 4 – притискний ролик; 5 – корпус розчинонасосу; 6 – нагнітаючий патрубок.

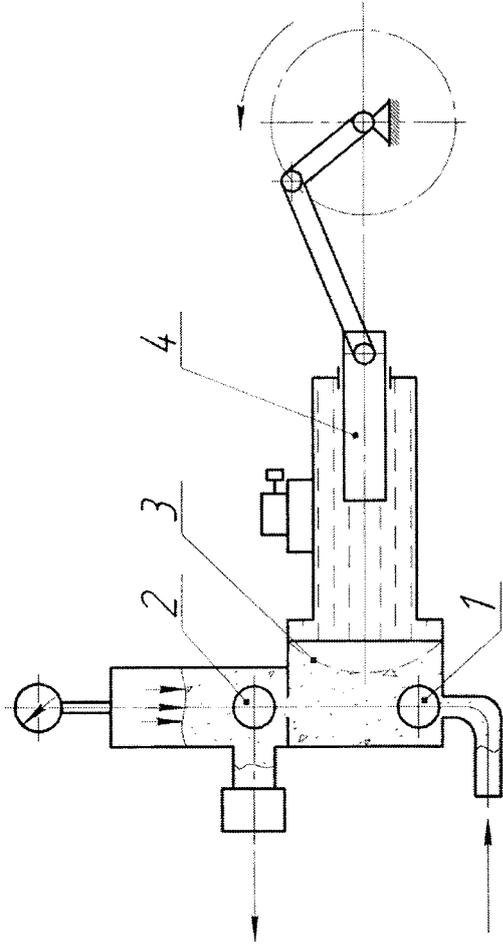


Рисунок 1.4 – Одноциліндровий плунжерний розчинонасос з роздільною діафрагмою: 1 – всмоктувальний кульковий клапан; 2 – нагнітальний кульковий клапан; 3 – мембрана; 4 – плунжер.

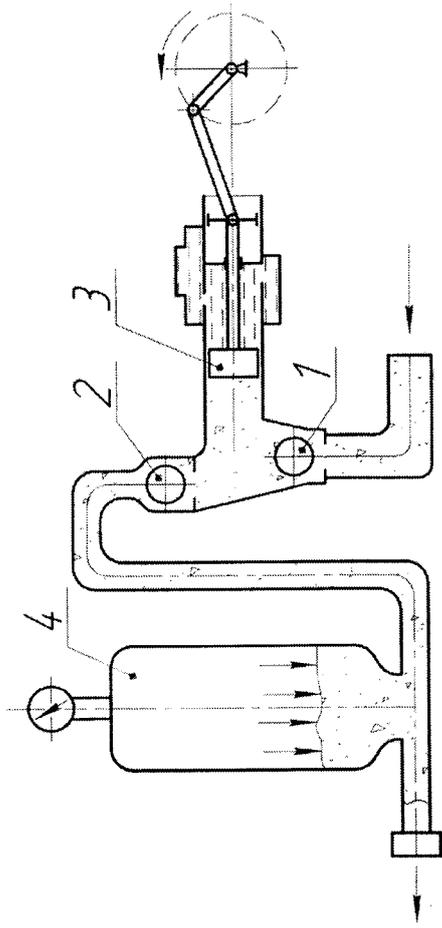


Рисунок 1.5 – Одноциліндровий поршневий розчинонасос одинарної дії: 1 – всмоктувальний кульковий клапан; 2 – нагнітальний кульковий клапан; 3 – поршень; 4 – повітряний ковпак.

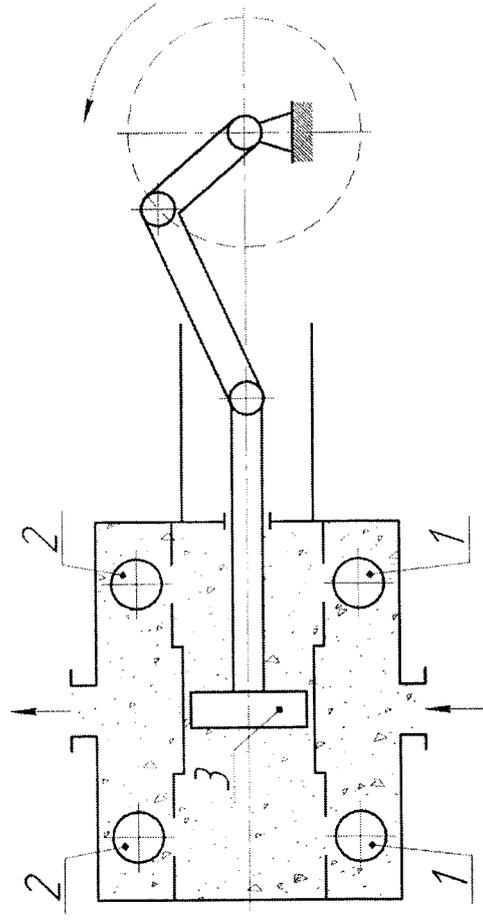


Рисунок 1.6. Одноциліндровий поршневий розчинонасос подвійної дії: 1 – всмоктувальний кульковий клапан; 2 – нагнітальний кульковий клапан; 3 – поршень двусторонньої дії.

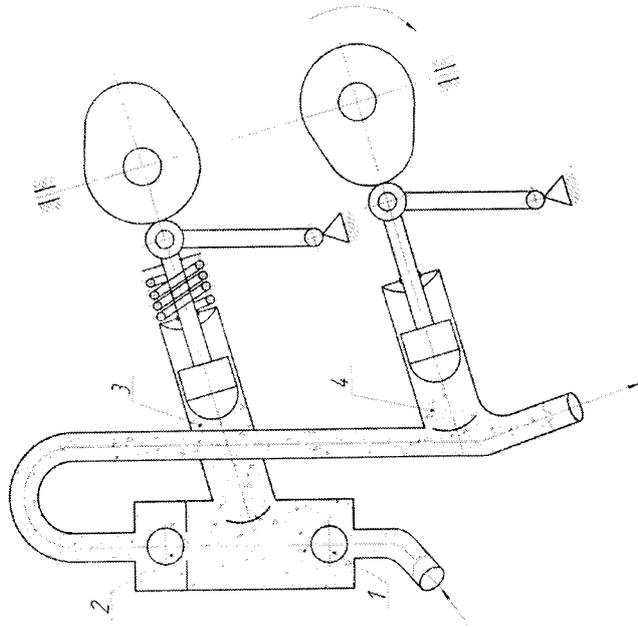


Рисунок 1.7. Двохциліндровий диференційний розчинонасос П-13: 1 – всмоктувальний кульковий клапан; 2 – нагнітальний кульковий клапан; 3 – робочий циліндр; 4 – компенсаційний циліндр.

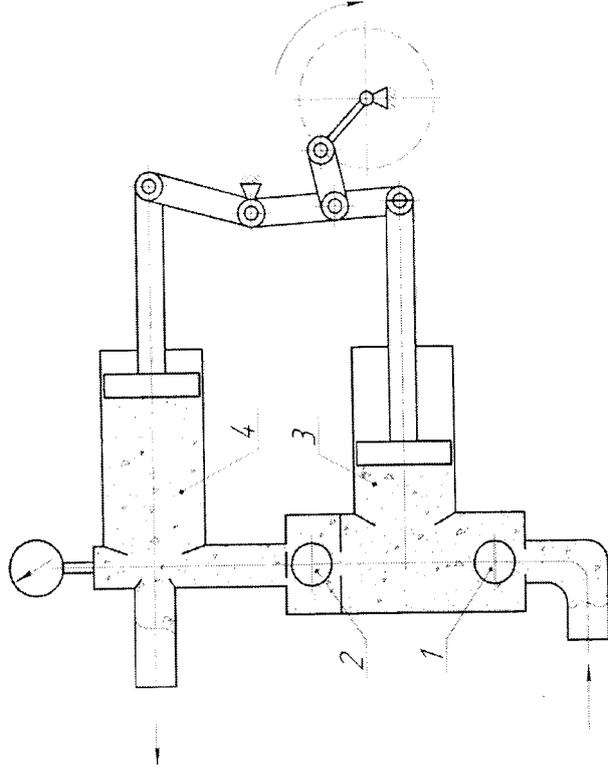


Рисунок 1.8. Двохциліндровий диференційний розчинонасос РД-4: 1 – всмоктувальний кульковий клапан; 2 – нагнітальний кульковий клапан; 3 – робочий циліндр; 4 – компенсаційний циліндр.

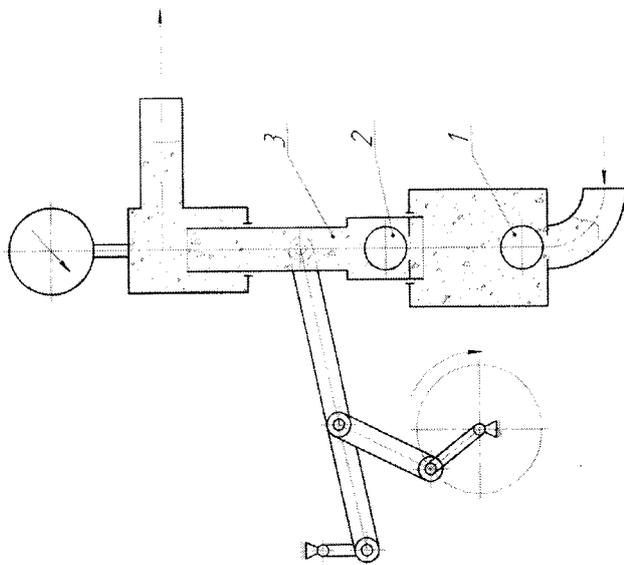


Рисунок 1.9. Одноциліндровий диференційний плунжерний розчинонасос РН-2: 1 – всмоктувальний кульковий клапан; 2 – нагнітальний кульковий клапан; 3 – порожнистий диференційний плунжер.

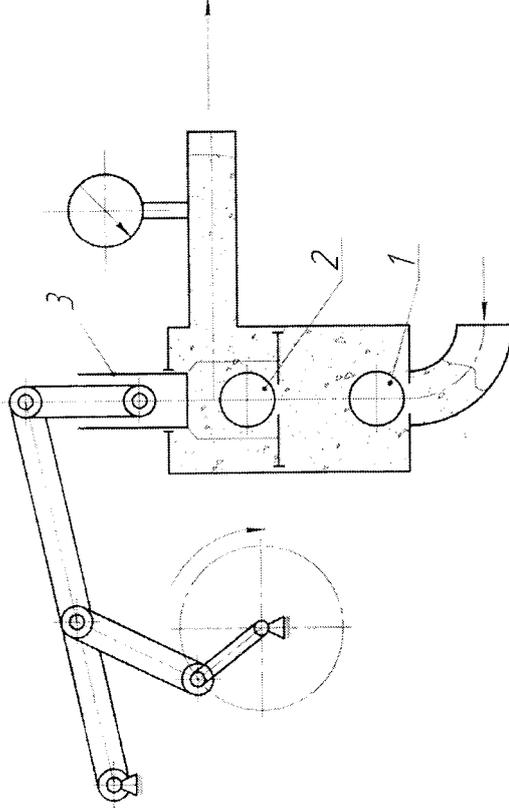


Рисунок 1.10. Одноциліндровий диференційний поршневий розчинонасос РН-4: 1 – всмоктувальний кульковий клапан; 2 – нагнітальний кульковий клапан; 3 – поршень.

Огляд та аналіз клапанів об'ємних насосів

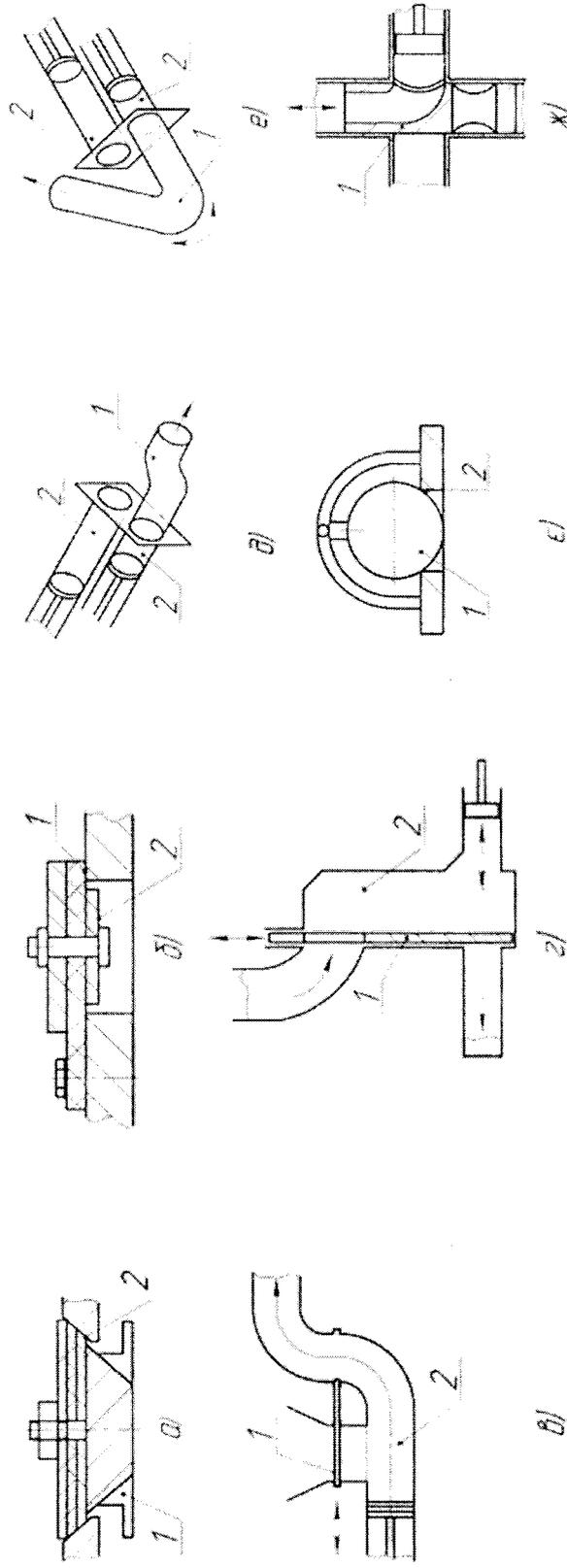


Рисунок 1.11 – Схеми клапанів розчинонасосів: а) – тарільчастий клапан; 1 – клапан; 2 – сідло; б) – стульчастий клапан; 1 – сідло клапана; 2 – клапан; в), г) – шиберні системи; 1 – шибер; 2 – робоча камера; д) – S-подібна шиберна система; 1 – S-подібний шибер; 2 – робочі циліндри; е) – хоботова клапанна система; 1 – хоботовий шибер; 2 – робочі циліндри; є) – кульковий клапан; 1 – клапан; 2 – сідло клапана; ж) – золотниковий клапан; 1 – клапан.

Таблиця 1.1 – Класифікація клапанів та розподільчих пристроїв

Конструктивне виконання	Кульковий	Тарільчастий		Стульчастий	Шиберний	Золотниковий	S та C образний хобот				
Опорна поверхня	Кільце-подібна (лінійна)	Плоска	Конічна	Плоска	Плоска	Циліндрична	Плоска				
								Верхній	Бокові напрямні	Боковий	Боковий
Напрямок	Без напрямку	Комбінований	Масою	Без напрямних	Бокові напрямні	Боковий	Боковий				
								Масою	Масою	Масою	Пружиною
Спосіб навантаження	Регульований	Комбінований	Комбінований	Комбінований	Комбінований	Примусової дії	Примусової дії				
								Не регульований	Масою	Масою	Масою
Характер ущільнення	Гума по гумі	Метал по металу									
		Гума по металу	Гума по металу								
Розташування ущільнювача	На сидлі	На клапані	Комбіновано	Без ущільнювача	Без ущільнювача	На клапані	Без ущільнювача				
								Без ущільнювача	Без ущільнювача	Без ущільнювача	Без ущільнювача
								Навантаженням клапана	Без обмежувача	Без обмежувача	Без обмежувача
Спосіб обмеження ходу	Без ущільнювача	Без ущільнювача	Без ущільнювача	Без ущільнювача	Без ущільнювача	Без ущільнювача	Без ущільнювача				
								Без ущільнювача	Без ущільнювача	Без ущільнювача	Без ущільнювача
Конструкція	Без ущільнювача	Без ущільнювача	Без ущільнювача	Без ущільнювача	Без ущільнювача	Без ущільнювача	Без ущільнювача				
								Одно стульчастий	Одно стульчастий	Одно стульчастий	Одно стульчастий
				Дво стульчастий	Дво стульчастий	Дво стульчастий	Дво стульчастий				

Основні вимоги до клапанів розчинонасосів:

- 1) своєчасне відкривання та закривання;
- 2) мінімальний гідравлічний опір;
- 3) забезпечення герметичності у закритому стані;
- 4) достатня міцність та зносостійкість;
- 5) відсутність удару при посадці на гніздо

У кульових клапанів можна виділити ряд негативних якостей:

- 1) неможливість регулювання часу спрацьовування;
- 2) герметичність робочої камери забезпечується посадкою металеві кульки у металеве сідло, а ущільнення гумою та пластиком недовговічні та складні у заміні;
- 3) підвищений знос сідла та клапана, оскільки відбувається посадка металу на метал;
- 4) сильний шум під час роботи;
- 5) результати досліджень свідчать, що оптимальне співвідношення діаметра кульки кульового клапана до діаметра отвору сідла складає К-0,7. Це значить, що збільшення діаметра отвору сідла призводить до відповідного збільшення діаметра кульки. Цей конструктивний аспект призводить до зростання об'єму шкідливого простору робочої камери.

Враховуючи цей підхід щодо тарілчастого клапана, його конструкція має

декілька переваг:

1. Тарілчастий клапан дозволяє регулювати час спрацьовування, змінюючи ступінь навантаження.
2. Герметичність забезпечується за допомогою гумової вставки.
3. Зменшується знос сідла та корпусу клапана.
4. Зменшується шум при посадці клапана на сідло.
5. Конструктивні особливості дозволяють мінімізувати об'єм шкідливого простору робочої камери при вертикальному розташуванні клапана у диференційному розчинонасосі.

Визначення об'єкта дослідження

Отже, для проведення досліджень з усіх розглянутих конструкцій розчинонасосів було вирішено використовувати принципову схему розчинонасосу, яку розроблено колишнім Полтавським інженерно-будівельним інститутом (рис. 2.1) [24]. Ця схема найбільш ефективно відповідає вимогам, які пред'являються до розчинонасосів.

Це вертикальний розчинонасос із єдиним диференціальним робочим органом у вигляді проточного плунжера, двома тарільчастими клапанами та механічним приводом.

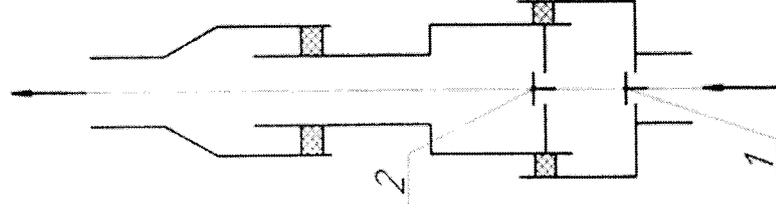


Рисунок 2.1. Схема проточного плунжера:

1 – впускний тарільчастий клапан;

2 – випускний тарільчастий клапан.

Аналіз його конструктивної схеми дозволяє зробити наступні прогнози:

1. Здатність до досягнення високого тиску при встановленій невеликій потужності приводу.

2. Велика всмоктувальна здатність завдяки використанню тарільчастих клапанів, їхня конструкція дозволяє мінімізувати об'єм шкідливого простору робочої камери.

3. Зниження імпульсивності подачі за рахунок використання диференційованого проточного плунжера, що дозволяє уникнути застосування повітряного ковпака.

4. Забезпечення плавного регулювання продуктивності від нуля до максимуму.

5. Отримання високого ККД насоса завдяки наявності прямої робочої камери, яка ефективно відводить повітря, що потрапляє або утворюється в ній. Це забезпечує високий об'ємний коефіцієнт насоса, підвищує його ефективність, зменшує гідравлічний опір проточної частини та створює сприятливі умови для роботи клапанів порівняно з аналогами.

6. Забезпечення простоти обслуговування з мінімальними трудовитратами.

Основним параметром, що характеризує ефективність роботи розчинонасоса, є ККД. Загальний ККД визначають три складові:

$$\eta_{заг} = \eta_{об} \cdot \eta_{г} \cdot \eta_{мех} \quad (2.25)$$

де $\eta_{об}$ - об'ємний ККД;

$\eta_{г}$ - гідравлічний ККД;

$\eta_{мех}$ - механічний ККД

Механічний ККД залежить від конструкції кінематичної схеми розчинонасоса і для конкретного механізму є практично незмінною константою. Тому на даному етапі його розгляд не враховуватиметься.

Об'ємний та гідравлічний коефіцієнти продуктивності (ккд) підпорядковані впливу багатьох факторів, таких як частота руху робочого органу, параметри клапанних вузлів, метод регулювання подачі насоса та конструктивне рішення проточної частини насоса.

Підвищений опір клапанних вузлів у системі розчинонасоса призводить до падіння його гідравлічної ефективності (гідравлічного коефіцієнта продуктивності) та зменшення коефіцієнта наповнювання робочої камери. Також існує ризик розриву єднання потоку, що може викликати гідроудари та спричинити зменшення об'ємного коефіцієнта продуктивності.

Отже, об'ємний та гідравлічний ККД розчинокаосу в основному залежить від конструктивних параметрів клапанних вузлів і частоти руху робочого органу. Ці фактори безпосередньо впливають на стабільну роботу розчинокаосу з мінімальною імпульсністю при перекачуванні жорстких розчинів.

Враховуючи, що об'ємний коефіцієнт продуктивності враховує гідравлічний опір проточної частини насоса, вважаємо на даному етапі зацікавленість використовувати саме об'ємний коефіцієнт продуктивності як критерій ефективності роботи розчинокаосу.

На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень встановлено, що три фактори мають найбільший вплив на об'ємні втрати. Це включає запізнювання спрацьовування клапанів (тобто їх несвоєчасне відкриття та закриття), наявність "мертвого" підклапанного простору та наявність повітря у камері всмоктування, тобто величину шкідливого об'єму робочої камери.

Для проведення експериментальних досліджень використано випробувальний стенд з використанням розчинонасосу з тарічастими клапанами (рис. 3.2).

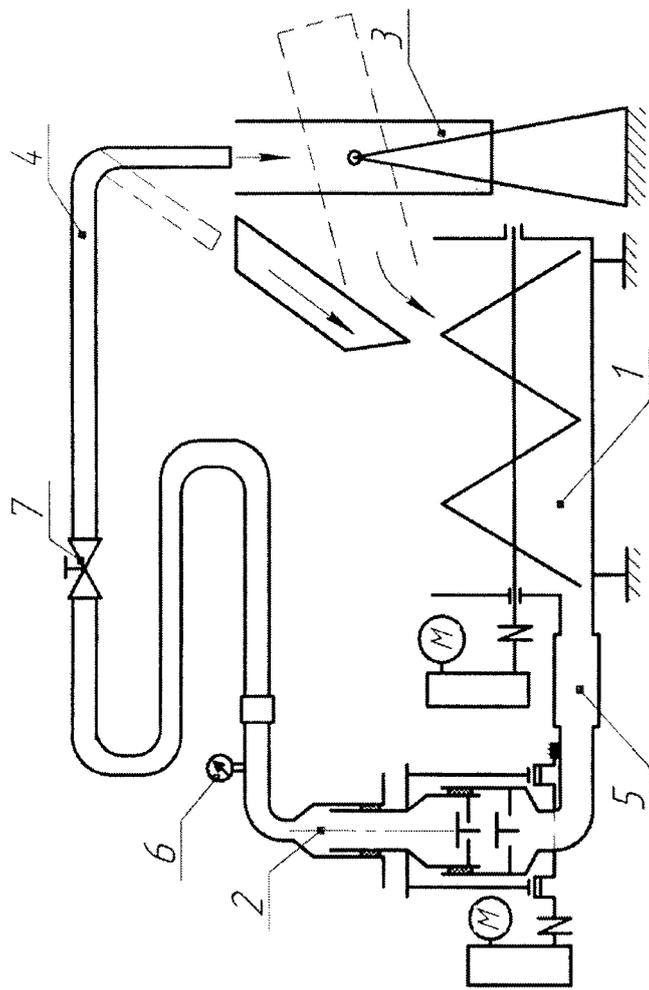


Рисунок 3.2 – Схема випробувального стенда: 1. – бункер-змішувач; 2. - досліджуваний розчинонасос; 3. - мірна ємність; 4. – розчинопровід; 5. – з'єднувальний вакуумний шланг; 6. – манометр; 7. – навантажувальний пристрій.

Для аналізу впливу конструктивних параметрів розчинонасосу з тарільчастими клапанами на його об'ємний коефіцієнт корисної дії обрано лабораторні експерименти. Цей вибір зумовлений можливістю отримання точних результатів завдяки високій відтворюваності умов проведення досліджень та мінімізації трудомісткості процесу.

Обрані для досліджень конструктивні параметри, які найбільше впливають на об'ємний коефіцієнт корисної дії розчинонасоса, включають висоту підйому, діаметр сідла та масу всмоктуючого клапана, а також довжину та частоту ходу робочого органу.

Для цього використовуються тарільчасті клапани з діаметрами сідел 40; 50; 80; 70; 80 мм та масою, відповідно 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9 кг. Конструкція клапанів дозволяє варіювати масу за допомогою свинцевих вантажів та встановлювати пружину для регулювання ступеня навантаження.

Висота підйому клапана варіюється від 0 до 30 мм, але для досліджень обрано висоти 5, 10 та 15 мм.

Довжина ходу плунжера регулюється за допомогою регулятора подачі і може змінюватися в межах від 9 до 65 мм.

Для проведення експериментів використовувався вапняно-піщаний розчин складу 1:3 з крупністю фракцій до 5 мм та рухливістю 8, 10, 12 см [4]. Цей склад розчину є широко використовуваним у технологічному процесі оштукатурювання.

Бункер-змішувач (рис. 3.2, 1) представляє собою ємність з реверсивним стрічковим змішувачем, що складається з двох рівних частин з протилежним напрямком наливки та обертається з частотою 5 об/хв.

Ця конструкція змішувача дозволяє ефективно та якісно перемішувати розчин за допомогою зміни напрямку обертання. Такий підхід запобігає потраплянню повітря у всмоктувальний шланг насоса. Під час обертання змішувача в один бік розчин переміщується до торців бункера, а при обертанні в інший бік — до середини, де розташований патрубок всмоктуючого трубопроводу.

Мірна ємність (рис. 3.2, 3) представляє собою циліндр діаметром 300 мм з днищем, який закріплений на підставці і може бути перекинутий для вивантаження розчину. Об'єм цієї ємності становить 60 літрів.

Навантажувальний шланг 4 з навантажувальним пристроєм 7 (рис. 3.2) виготовлений з резинотканини, має діаметр 50 мм і довжину 20 метрів. Він згортається в бухту, діаметр якої становить не менше 2 метрів. Один з кінців рукава приєднаний до розчинонасоса за допомогою швидко-роз'ємного з'єднання, а інший закріплений на підставці, забезпечуючи можливість швидкого підключення та відключення.

Розчинонасос з'єднаний з бункером-змішувачем за допомогою вакуумного гумо-тканинного шлангу діаметром 75 мм та довжиною 0,7 м, який армований сталевим дротом. Дріт видалений з обох кінців шланга, і він щільно фіксований на патрубках насоса та бункера за допомогою хомутів, щоб уникнути підсмоктування повітря. Тиск у системі контролюється за допомогою манометра б.

Об'єм бункера-змішувача розрахований з урахуванням різних витрат розчину для заповнення різних частин системи. Зокрема, для заповнення навантажувального шлангу необхідно 20 л, мірної ємності - 60 л, всмоктувального трубопроводу та всмоктувальної порожнини розчинонасоса - 10 л. Щоб уникнути потрапляння повітря у всмоктуючий трубопровід, мінімальний обсяг розчину в бункері встановлено на рівні 80 л. Також передбачено запас об'єму в бункері в розмірі 110 л, оскільки стрічковий змішувач забезпечує якісне перемішування розчину при зануренні розчину не більше, ніж на 0,5d. У результаті об'єм бункера приймається рівним 300 л.

Вимірювання виконуються за наступною методикою: спочатку встановлюють необхідні конструктивні параметри розчинонасосу. Приготовляють розчин із трохи меншою рухливістю, ніж потрібно для дослідження. За допомогою змішувача досягають однорідного стану розчину. Потім запускають насос і наповнюють систему. Під час перекачування розчину вимірюють його рухливість стандартним конусом СтройЦНИЛ за методикою, описаною в [4], і регулюють її до необхідного рівня. Після досягнення необхідної рухливості розчину перекидають шланг з бункера в мірну ємність, одночасно включаючи секундомір, і вимірюємо час, за який ємність наповнюється. Після цього повторно визначаємо рухливість розчину. Якщо рухливість залишається незмінною, то результат вимірювання вважається достовірним. У випадку зміни рухливості розчину, проводимо повторний замір, доводимо розчин знову до необхідної рухливості і повторюємо процедуру вимірювання.

Перед кожним наступним вимірюванням мірна ємність спорожнюється та ретельно очищається від залишків розчину. Необхідну рухливість можна досягти шляхом заміни розчину або його охолодження, оскільки встановлено, що підвищення температури розчину на 3-4°C збільшує його рухливість на 1 см. В процесі перекачування розчин також підігрівається.

Таким чином цей експериментальний стенд дозволяє підготувати розчин з потрібним складом і рухливістю, а також визначити час наповнення мірної ємності при різних комбінаціях конструктивних параметрів досліджуваного розчинонасосу.

У першому етапі експериментів було проведено дослідження, спрямоване на визначення впливу різних конструктивних параметрів на об'ємний коефіцієнт корисної дії розчинонасоса. Зокрема, вивчалася залежність величини об'ємного коефіцієнта корисної дії від параметрів конструкції, таких як діаметр отвору сидла клапана d_c , висота підйому клапана h маса клапана m_k . Інші параметри для даного етапу експерименту були фіксованими: рухливість розчину $OK = 10$ см, частота руху робочого органу $n = 120$ хв $^{-1}$, і довжина його ходу $L = 65$ мм.

Щоб визначити об'ємний коефіцієнт корисної дії розчинонасоса, який використовується як критерій ефективності конструктивних рішень, приймаємо наступну функціональну залежність:

$$\eta = \frac{Q_d}{Q_r} \cdot 100\% = \frac{24 \cdot 10^9 \cdot V}{\pi \cdot n \cdot D^2 \cdot L \cdot t}, \% \quad (3.1)$$

де Q_d - дійсна подача насоса, л/с;
 Q_r - теоретична подача насоса, л/с;
 V - об'єм мірної ємності 60 л;
 n - частота руху робочого органу, хв $^{-1}$;
 D - діаметр плунжера 127 мм;
 L - довжина ходу плунжера, мм;
 t - час наповнення розчином мірної ємності, с.

На початковому етапі визначення інтервалу значень конструктивних параметрів клапана (діаметр отвору d_c , висота підйому h і маса m_k) був використаний метод руху за градієнтом [12, 14, 16]. В якості вихідної точки (нульового рівня) були обрані такі значення досліджуваних параметрів: $h = 15$ мм, $d_c = 50$ мм, $m_k = 0,5$ кг з інтервалами варіювання відповідно 5 мм, 10 мм і 100 г. В області цієї "точки" було проведено апроксимацію поверхні відгуку за допомогою площини, яка була побудована з використанням лінійного трифакторного плану [20]. Матриця цього плану подається в табл. 3.1.

У цій матриці значення факторів, що змінюються, позначені знаком "+", на верхньому рівні, на нижньому - " - ", а "0" - на середньому (нульовому).

Таблиця 3.1. Матриця лінійного трьохфакторного плану проведення експерименту при русі по градієнту

	$X_1(h, \text{мм})$	$X_2(d_c, \text{мм})$	$X_3(m_k, \text{гр})$	Y (ККД заг, %)
1	2	3	4	5
1	+(20)	+(60)	+(600)	70,5
2	-(10)	+(60)	+(600)	74
3	+(20)	-(40)	+(600)	78
4	-(10)	-(40)	+(600)	81
5	+(20)	+(60)	-(400)	66
6	-(10)	+(60)	-(400)	69
7	+(20)	-(40)	-(400)	70,5
8	-(10)	-(40)	-(400)	72,5

Аналізуючи отримані експериментальні дані (табл. 3.1, стовпець 5), можна відзначити, що три максимальні результати (рядки 2, 3, 4) були отримані при $m_k = 600$ г. Максимальне значення об'ємного коефіцієнта корисної дії досягнуто при $h = 10$ мм та $d_c = 40$ мм. З цього вироблено рішення залишити значення m_k незмінним на рівні 600 г і не змінювати параметри фактора $X_2(d_c)$, а значення нульового рівня фактора $X_1(h)$ зсунути в напрямку градієнта на 5 мм, з використанням попереднього інтервалу варіювання.

Грунтуючись на припущенні, що нова "точка" знаходиться в області близькій до екстремуму, проводимо досліді в її межах за допомогою двофакторного трирівневого плану проведення експериментів другого порядку (квадратичного) [20]. Цей план дозволяє визначити екстремальне значення та отримати поліном другого порядку, який описує функцію віддуку в області обмеженої інтервалом варіювання досліджуваних факторів. Характеристики цього плану включають мінімальну кількість експериментів, простоту обчислення коефіцієнтів та незалежність їхніх оцінок. Рівняння регресії для цього плану забезпечує однакову точність прогнозування вихідного параметра в межах цієї області.

Під час виконання плану було прийнято таку послідовність виконання його рядків: 1,2,3,9,4,5,6,10,7,8,11.

В результаті статистичної обробки даних отримано рівняння:

$$\eta = -106,26 + 5,45 \cdot h + 6,73 \cdot d_c - 0,14 \cdot h^2 - 0,063 \cdot d_c^2 - 0,06 \cdot h \cdot d_c, \% \quad (3.2)$$

На основі цього рівняння побудований графік зображений на рис.3.3.

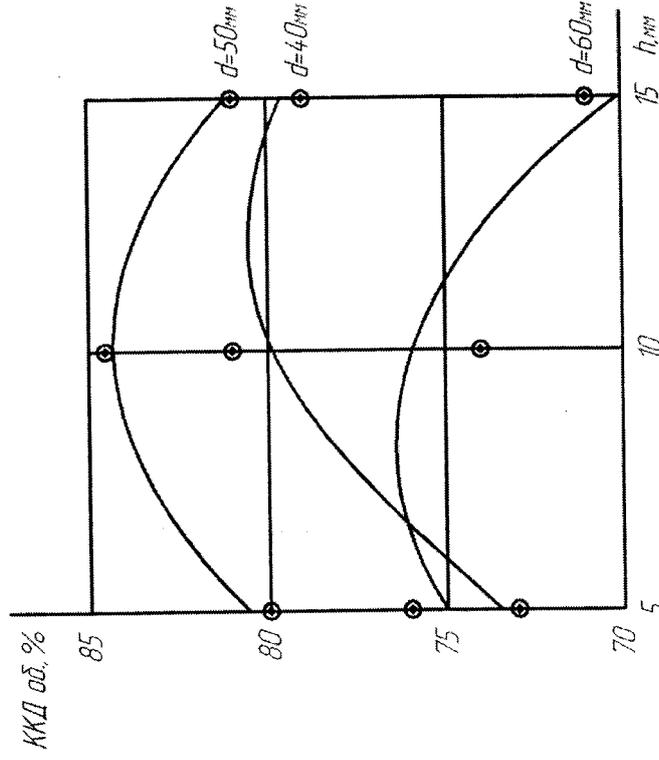


Рисунок 3.3 – Графік залежності об'ємного ККД розчинонаосу від діаметру сідла d та висоти підйому h всмоктуючого клапана при $m_k=0,6$ кг; $n=120$ об/хв; $OK=10$ см

Далі було проведено дослідження впливу частоти руху робочого органу розчинонасоса на його об'ємний коефіцієнт корисної дії при різній рухливості перекачуваного розчину.

Дане дослідження виконувалося відповідно до плану проведення експериментів з двох факторів та трьох рівнів.

При здійсненні даного плану була використана наступна послідовність виконання його рядків 1,2,3,9,4,5,6,10,7,8,11. В результаті статистичної обробки даних отримано рівняння:

$$\eta = -135,9 + 34,04 \cdot OK - 0,24 \cdot n - 1,44 \cdot OK^2 - 0,002 \cdot n^2 + 0,02 \cdot OK \cdot n, \% \quad (3.3)$$

На основі цього рівняння побудований графік (рис.3.4)

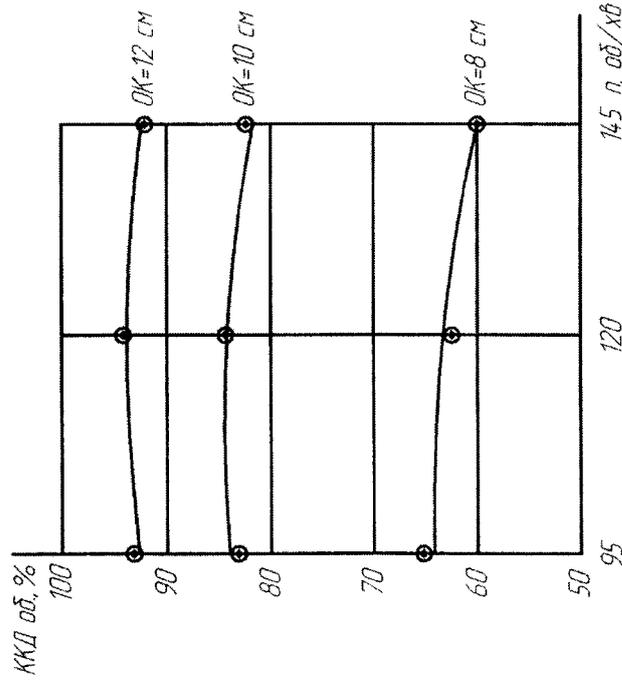


Рисунок 3.4 – Графік залежності об'ємного

ККД розчинонасосу від частоти n руху робочого

органа та рухливості OK перекачуваного

розчину при $d=50$ мм $h=10$ мм; $m_k=0,6$ кг.

Було проведено дослідження впливу довжини ходу плунжера на об'ємний коефіцієнт корисної дії досліджуваного розчинонасоса. Це обумовлено тим, що можливість регулювання подачі вбудована у конструкцію та є дуже зручною в експлуатації.

Результати експерименту були оброблені за допомогою методу найменших квадратів [21].

В результаті отримане таке рівняння:

$$\eta = -0,186 \cdot L^2 + 2,36 \cdot L + 9,064, \% \quad (3.4)$$

Воно представлено графічно на (рис. 3.5)

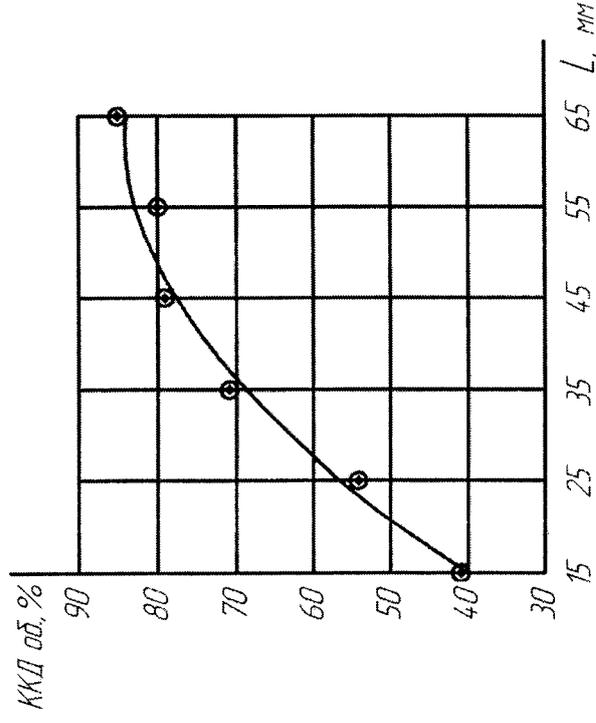


Рисунок 3.5 – Графік залежності

об'ємного ККД розчинонасосу від довжини

ходу L його робочого органу при d=50 мм

h=10мм; m_к=0,6 кг; n=120 об/хв; ОК=10

Було проведено дослідження впливу маси всмоктуючого клапана на об'ємний коефіцієнт корисної дії розчиннасоса. Фіксованими були прийнятні параметри, за якими в попередній серії експериментів було досягнуто максимальний результат: висота підйому клапана (h) - 10 мм, рухливість розчину (ОК) - 10 см, частота руху плунжера (n) - 120 хв⁻¹. Маса клапана змінювалася за допомогою свинцевих вантажів, які надівалися на шток клапана і закріплювалися гайкою. ККД визначався для різних діаметрів отвору сідла клапана: $d_C = 40$ мм, $d_C = 50$ мм, $d_C = 60$ мм. Результати цієї серії експериментів представлені в табл. 3.2 і графічно на рис. 3.6.

Таблиця 3.2 Результати визначення максимальних значень об'ємного ККД розчинонасоса для клапана з різною масою

$d_c=40$ мм		$d_c=50$ мм		$d_c=60$ мм	
m_k , кг	η , %	m_k , кг	η , %	m_k , кг	η , %
0,5	80,5	0,5	81	0,5	68
0,6	81	0,6	85	0,6	74
0,7	76	0,7	83	0,7	75

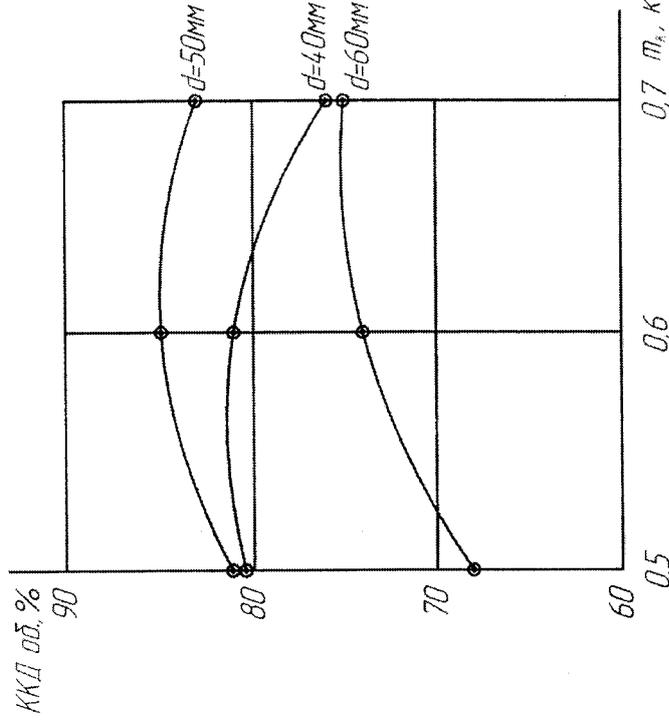


Рисунок 3.6 – Графік залежності

об'ємного ККД розчинонасосу від маси і діаметра сідла клапана при: $h=10$ мм; $n=120$ об/хв; $OK=10$

Вплив на об'ємний ККД розчиннасосу діаметра сідла та висоти підйому клапана

У результаті проведених експериментальних досліджень вертикального диференціального розчиннасосу з тарілчастими клапанами, при перекачуванні вапняно-піщаного розчину рухливістю 10 см та крупністю фракції до 5 мм, було встановлено, що максимальний об'ємний коефіцієнт корисної дії досягається при наступних конструктивних параметрах: діаметр отвору сідла клапана (d_c) = 50 мм, висота підйому клапана h = 10 мм, маса клапана m_k = 0,6 кг, частота руху робочого органу n = 105 хв^{-1} . Однак, через сильну пульсацію струменя розчину при даній частоті, яка видно на рис. 3.4, було обрано раціональний діапазон частот від 100 до 125 хв^{-1} , і частота руху була встановлена на значенні n = 120 хв^{-1} , яке краще відповідає технологічним вимогам.

З графіка (рис. 3.3) можна вивести, що незалежно від діаметра отвору сідла клапана, зі збільшенням висоти підйому клапана над сідлом об'ємний коефіцієнт корисної дії розчиннасоса спочатку зростає до максимального значення, а потім знову знижується. При постійній висоті підйому клапана і збільшенні діаметра отвору сідла також спостерігається зростання об'ємного коефіцієнта корисної дії до максимального значення при d_c = 50 мм, а потім знову зниження. Яскраво виражена на графіку закономірність полягає в тому, що максимальний об'ємний коефіцієнт корисної дії в розчиннасоса, який становить 81% при меншому діаметрі отвору сідла, досягається при більшій висоті підйому клапана (12 мм), а при більшому діаметрі (ККД 76%) навпаки при меншій висоті (8 мм).

Таким чином, для кожної конкретної висоти підйому клапана та діаметра отвору сідла існує баланс між трьома складовими об'ємного коефіцієнта корисної дії [24]. У точці максимуму, яка характеризує збалансованість між недоповненням робочої камери повітрям, зворотніми витоками розчину через клапан та наявністю "мертвого" підклапанного простору, досягається оптимальна ефективність. З аналізу можна зробити висновок, що будь-яке відхилення одного з параметрів від оптимального значення, як в зменшувальному, так і в збільшувальному напрямку при незмінному іншому, призведе до розбалансування цих трьох складових об'ємних втрат, що, в свою чергу, призведе до зниження об'ємного коефіцієнта корисної дії розчинонасоса (рис. 3.3).

Вплив частоти руху і довжини ходу робочого органу, а також рухливості розчину, що перекачується на об'ємний ККД розчинонасосу

Вплив частоти руху робочого органу на об'ємний коефіцієнт корисної дії розчинонасоса при незмінних інших конструктивних параметрах пояснюється збільшенням швидкості проходження потоку розчину через клапан та зростанням часу запізнення відкриття та закриття циклу його роботи.

З графіка (рис. 3.4) видно, що при зміні рухливості розчину в більшу чи меншу сторону відбувається відповідне змінення раціональної частоти, і це збігається зі збільшенням чи зменшенням рухливості. Обрана частота є раціональною для трьох найбільш часто застосовуваних рівнів рухливості розчину - 8 см, 10 см, 12 см. Втрата об'ємного коефіцієнта корисної дії становить всього 4%. При зниженні рухливості розчину спостерігається вплив на об'ємний коефіцієнт корисної дії, який знижується від 95% до 63%. Це зменшення стає більш помітним при зменшенні рухливості, що підтверджується збільшенням кута нахилу кривих (рис. 3.4), які об'єднують експериментальні точки.

Зменшення довжини ходу робочого органу призводить до збільшення об'єму "мертвого" простору робочої камери, тобто знижує коефіцієнт її наповнення. Це відображено на графіку (рис. 3.5), побудованому за експериментальними даними, де спостерігається падіння об'ємного коефіцієнта корисної дії розчинонасоса. Ця залежність є регулювальною характеристикою спроектованого розчинонасоса.

У діапазонах збільшення швидкості руху робочого органу (рис. 3.5) та зменшення довжини його ходу (рис. 3.4) на 40%, об'ємний коефіцієнт корисної дії розчинонасоса практично однаково знижується, а саме на 2-6%. Таким чином, одержуємо однозначні втрати в об'ємному коефіцієнті корисної дії при перекачуванні розчину рухливістю 10 см. Це можна досягнути як за рахунок підвищення реальної подачі на 1 м³/год завдяки збільшенню частоти руху робочого органу, так і забезпечивши режим соплування через зменшення довжини ходу поршня. На основі наданих даних створена експлуатаційна характеристика розробленого розчинонасосу, яка відображає залежність продуктивності від частоти руху робочого органу та в'язкості перекачуваного розчину (рис. 3.7).

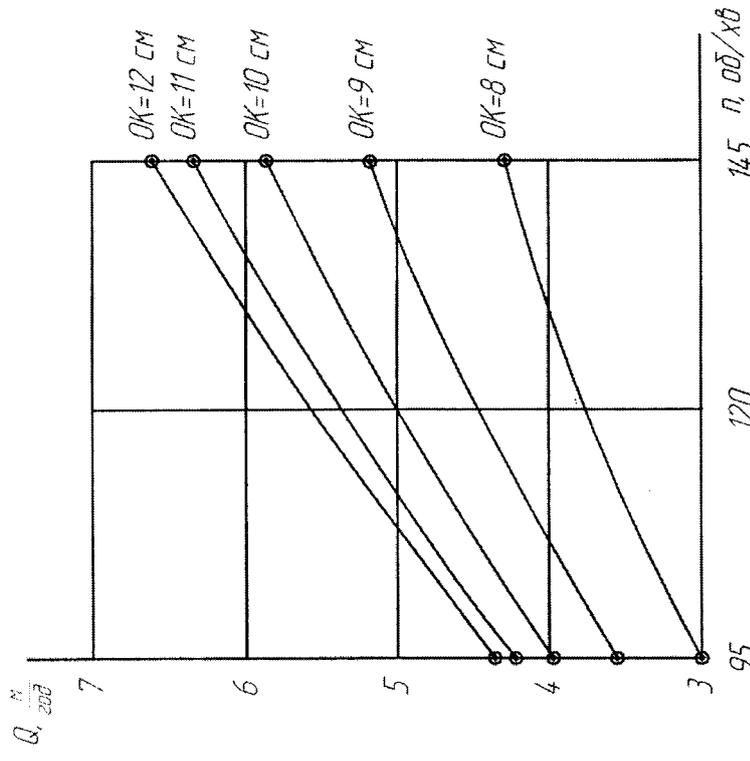


Рисунок 3.7 – Графік залежності об'ємного ККД

розчинонасосу від частоти n руху його робочого органу та рухливості розчину ОК при $d=50$ мм $h=10$ мм; $m_k=0,6$ кг.

Вплив маси всмоктуючого клапана на об'ємний ККД розчинонасоса

Вплив маси клапана на об'ємний коефіцієнт корисної дії насоса (ККД) також неоднозначний, подібно до інших параметрів. Для ефективної роботи клапану важливо, щоб він мав невелику масу та висоту підйому. Однак експерименти показали, що тарілчасті клапани, встановлені на розчинонасос, навіть з низькою масою, можуть не ефективно закриватися. Це відбувається через вплив потоку розчину, що надходить зверху клапана, і розрідження, що виникає під клапаном через збільшення швидкості розчину в щілині клапана.

Під час експериментальних досліджень було встановлено, що при цих умовах оптимальна маса тарілчастого клапана (m_k) становить 0,6 кг, що повністю підтверджує теоретичні передумови, викладені раніше.

Обґрунтування конструктивної схеми та параметрів розчинонасосу з тарілчастими клапанами

На основі проведеного огляду та аналізу клапанів об'ємних насосів для розчинонасоса обрано тарілчасті клапани з нижнім напрямком. Використання цих клапанів у конструкції розчинонасоса дозволяє знизити величину шкідливого об'єму камери до 42%. Це важливо, оскільки менший шкідливий об'єм дозволяє досягти високого тиску в робочій камері при "сухому" всмоктуванні, і це становить 0.03 МПа.

Для порівняння, в інших розчинонасосах, зокрема у диференціального вертикального розчинонасоса з кульовими клапанами РН-2;4, відношення шкідливого об'єму до робочого становить 124%, а в розчинонасосах конструкції ВНПСМ до 184%. Таким чином, вибір тарілчастих клапанів з нижнім напрямком у даному розчинонасосі дозволяє досягти оптимальної ефективності та тиску при перекачуванні розчину.

Висновки

Теоретичні та експериментальні дослідження, спрямовані на визначення впливу конструктивних параметрів розчинонасоса з тарілчастими клапанами на його об'ємний коефіцієнт корисної дії, були успішно проведені. Ці дослідження включали визначення діапазону зміни параметрів на основі теоретичних обґрунтувань, обрання засобів вимірювань з обґрунтованим вибором, розробку методики лабораторних експериментів і використання статистичних методів обробки даних. Отримані результати мають високу точність та достовірність.

Результати експериментів підтверджують ту саму теоретичну базу, яка була розроблена в ході аналітичних досліджень, включаючи математичне прогнозування. Встановлені залежності між об'ємним коефіцієнтом корисної дії розчинонасоса та конструктивними параметрами, такими як діаметр отвору сідла, висота підйому, маса клапана, частота руху та довжина ходу робочого органу. Також досліджено вплив рухливості розчину, який перекачується. З'ясовано раціональні параметри для всмоктувального клапана, зокрема, $d_s = 50$ мм, $h = 10$ мм, $n = 120$ хв⁻¹, $m_k = 0,6$ кг при перекачуванні вапняно-піщаного розчину складу 1:3, рухливості ОК=10 см та крупністю фракцій до 5 мм.

Введені уточнені формули для оперативного розрахунку раціональних конструктивних параметрів тарілчастого клапана вертикального диференціального розчинонасосу для перекачування розчину. Експериментальні дані підтверджують раціональність розрахункових параметрів.