

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія  
Кондратюка»

(повне найменування вищого навчального закладу)

Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та  
робототехніки

(повна назва інституту)

Кафедра автоматики, електроніки та телекомунікацій

(повна назва кафедри)

## Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи

магістра

(ступінь вищої освіти)

на тему **«Обґрунтування параметрів електромагнітного привода насоса  
диференціальної дії»**

Виконав: студент II курсу, групи дБМЕ  
спеціальності

141 Електроенергетика, електротехніка та  
електромеханіка

(шифр і назва спеціальності)

Корженко С.О.

(прізвище та ініціали)

Керівник д.т.н, професор Леві Л.І.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

Полтава – 2025 рік

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ПОЛТАВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА**  
**ІМЕНІ ЮРІЯ КОНДРАТЮКА»**

**НАВЧАЛЬНО НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ІНФОРМАЦІЙНИХ**  
**ТЕХНОЛОГІЙ ТА РОБОТОТЕХНІКИ**

**КАФЕДРА АВТОМАТИКИ, ЕЛЕКТРОНІКИ ТА**  
**ТЕЛЕКОМУНІКАЦІЙ**

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА**

**спеціальність 141 «Електроенергетика, електротехніка та**  
**електромеханіка» на тему**

**«Обґрунтування параметрів електромагнітного привода насоса**  
**диференціальної дії»**

**Студент групи дБМЕ Корженко Сергій Олександрович**

Керівник роботи  
д.т.н, професор  
Лєві Л.І.

Завідувач кафедри  
д.т.н., професор  
Шефер О.В.

Полтава – 2025 рік

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

Інститут, факультет, відділення – Навчально-науковий інститут  
інформаційних технологій та робототехніки  
Кафедра кафедра автоматики, електроніки та телекомунікацій  
Освітній рівень магістр  
Спеціальність 141 – Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка  
(шифр і назва)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
**Завідувачка кафедри автоматики,  
електроніки та телекомунікацій**

\_\_\_\_\_ О.В. ШЕФЕР

“ \_\_\_ ” вересня 2024 року

## **З А В Д А Н Н Я** **НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Корженку Сергію Олександровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

- 1. Тема проекту (роботи)** Обґрунтування параметрів електромагнітного привода насоса диференціальної дії.  
керівник проекту (роботи) Леві Леонід Ісакович, д.т.н., професор,  
затверджені наказом вищого навчального вбудовау від « \_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2024 року № \_\_\_\_\_
- 2. Строк подання студентом проекту (роботи)** 15.01.25
- 3. Вихідні дані до проекту (роботи)** провести аналіз електричних приводів насосів, обґрунтувати раціональну конструкцію електромагнітного привода насоса та запропонувати конструктивне рішення, підтвердити його ефективність та доцільність впровадження.
- 4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)** 1. Провести аналіз електричних приводів насосів. 2. Обґрунтувати раціональну конструкцію електромагнітного привода насоса. 3. Запропонувати конструктивне рішення. 4 Підтвердити ефективність та доцільність впровадження запропонованої конструкції.
- 5. Перелік графічного матеріалу**

\_\_\_\_\_ 127 стор., 29 рис., 8 табл., 27 джерел, презентація.

7. Дата видачі завдання ... .. 2024

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів	Строк виконання етапів	Примітка
1	Отримання завдання у консультантів	.... ....2024 р.	
2	Підготовка матеріалів до оглядово-аналітичної частини дипломного проекту (роботи)	.... ....2024 р.	
3	Розробка розділу оглядово-аналітичного характеру	.... ....2024 р.	
4	Розробка розділів спеціальної частини дипломного проекту (роботи) з елементами проектування (дослідження)	.... ....2024 р.	
		.... ....2024 р.	
5	Підготовка графічного матеріалу, доповіді, подання проекту (роботи) на рецензію та затвердження	.... ....2025 р.	

Студент

\_\_\_\_\_ Сергій КОРЖЕНКО  
( підпис ) (прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

\_\_\_\_\_ Леонід Ісакович ЛЄВІ  
( підпис ) (прізвище та ініціали)

## ЗМІСТ

Вступ	6
1 ФОРМУЛЮВАННЯ ЗАВДАННЯ ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ	7
1.1 Огляд електричних приводів насосів для перекачування технологічних рідин	7
1.2 Опис конструкції насоса з приводом електромагнітної дії	10
1.3 Висновки за першим розділом	15
2 АНАЛІЗ ПРИНЦИПУ РОБОТИ НАСОСА З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНОЇ ДІЇ ТА ОБГРУНТУВАННЯ ЙОГО ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ	16
2.1 Конструктивне рішення і принцип роботи диференційного насоса електромагнітної дії	16
2.2 Математичне моделювання режиму роботи диференційного насоса електромагнітної дії	20
2.3 Розрахунок сили магнітного потоку, що діє на осердя диференційного насоса електромагнітної дії	52
2.4 Висновки за другим розділом	57
3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ДИФЕРЕНЦІЙНОГО НАСОСА ЕЛЕКТРОМАГНІТНОЇ ДІЇ	59
3.1 Мета і завдання експериментальних досліджень	59
3.2 Опис експериментальної конструкції і методик проведення досліджень та обробки експериментальних даних	60
3.3 Вплив сили магнітного потоку на роботу диференційного насоса електромагнітної дії	103
3.4 Висновки за третім розділом	119
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	122
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	123

## Вступ

Гідравлічні машини та компресори - це машини, що працюють з рідиною. Вони призначені для зміни положення і стану рідини та подолання опору трубопроводу. Теоретичні основи розрахунку, принципи роботи і конструктивні схеми машин, що переміщують рідини і гази, однакові. Однак відмінності в густині транспортованих середовищ і їх поведінці при проходженні через проточні частини машини призводять до різних конструкцій робочих органів, систем охолодження, і насамперед, - приводів.

Крім машин, для транспортування рідких середовищ також використовується обладнання (наприклад, струминні насоси, компресори, повітряні та газові нагнітачі).

За конструкцією привода сучасне насосне і компресорне обладнання використовує електромагнітні, електромеханічні, та гідравлічні. Гідравлічні приводи та гідравлічна автоматика все частіше використовуються в широкому спектрі сучасних машин. У порівнянні з іншими типами трансмісій, гідравлічні передачі мають ряд переваг, таких як простота перетворення обертального руху в зворотно-поступальний, можливість плавної і безступінчастої зміни співвідношення між вхідною і вихідною швидкостями, проте мають більш складну конструкцію в порівнянні з електричними машинами. Електромеханічні передачі з автоматичними або ручними системами управління широко застосовуються в різних галузях промисловості завдяки перерахованим вище перевагам. У розвиток і вдосконалення гідравлічних машин, насосів і компресорів, їх систем автоматизованого керування значний внесок зробили співробітники галузевих науково-дослідних інститутів, конструкторських відділів заводів-виробників, науковці вищих навчальних закладів, виробничники, раціоналізатори і винахідники.

# 1 ФОРМУЛЮВАННЯ ЗАВДАННЯ ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

## 1.1 Огляд електричних приводів насосів для перекачування технологічних рідин

Розглянемо типову конструкцію насоса, яка може використовуватись як у складі насосних агрегатів так і окремо.

Дана конструкція має вмонтований електропривод. Приводи вібраційних насосів компонуються за одним принципом і через це мають перевагу порівняно з насосами інших модифікацій в тому, що зменшують площу в плані за габаритними розмірами. Адже привод вібраційних насосів переважно розміщується в одному корпусі з самим насосом, а не окремо, і звужує габарити, збільшуючи компактність. Передача потужності та поступальних коливань відбувається від вібратора приводу через пряму передачу (без передаточних вузлів).

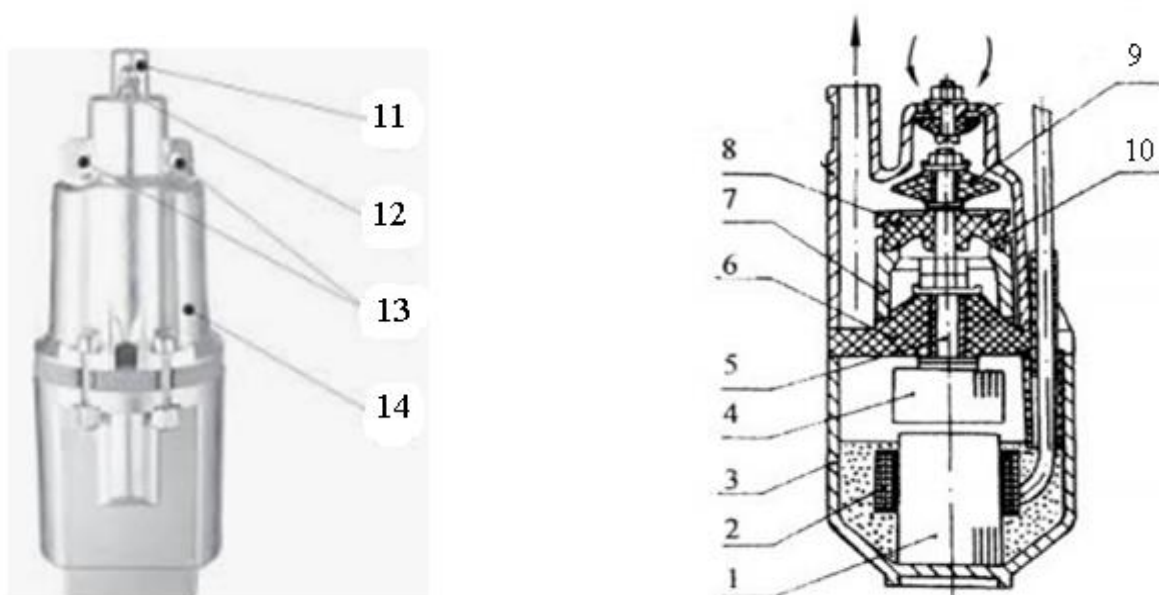


Рис. 1.1. Вертикальний насос вібраційної дії:

1 – сердечник; 2 – котушка; 3 – корпус; 4 – ярік; 5 – шток; 6 – амортизатор; 7 – муфта; 8 – упор; 9 – поршень; 10 – діафрагма; 11 – нагнітальний патрубков;  
12 – всмоктувальний клапан; 13 – фіксатори; 14 – корпус насоса.

Для більших можливостей стосовно компоновання окремих частин приводів до їх складу може бути введена схема регулювання частоти. Вона сприяє збільшенню продуктивності диференційного насоса, збільшує тиск перекачування матеріалу. Але конструкція, ремонт та обслуговування при цьому ускладнюються.

Для переважної більшості насосів широке застосування отримали пружини. Вони відносно довговічні та надійні, мають низькі втрати енергії під час деформації при роботі, великий ККД, компактні розміри, порівняно нижчу собівартість. Але більшість цих властивостей справедлива за умов що на пружину не діє матеріал. Щоб уникнути цього явища пружини покривають спеціальним м який запобігає завчасному виходу пружини з ладу. Це незначно ускладнює конструкцію. І тому має сенс у використанні.

Проаналізувавши наведену конструкцію насоса ми пропонуємо диференційний насос електромагнітної дії (рис. 1.2.), який своєю чергою має наступні переваги: малу металомісткість внаслідок цього мала маса і зручність при монтажу і демонтажу, простота пристрою, що полягає в мінімальній кількості деталей і повній їх взаємозамінності, нечутливий до перепадів напруги тому, що має великий запас по струму, високий ККД, тому що він має мало деталей що труться і всі деталі добре відшліфовані, можливість експлуатації практично при будь – яких показниках температури тому, що був передбачений такий матеріал, що слабо звужуються при низьких і слабо розширюється при високих температурах, що своєю чергою не допускає заклинення насоса, нечутливий до підвищеної запиленості, а також вологості приміщення – це зумовлено герметичністю корпусу, а також матеріалу який туди входить, наприклад, алюміній і його сплави не рекомендується встановлювати в робочу зону насоса, тому, що алюміній вважається амфотерним металом, а отже, швидко піддається корозії, не потребує змащування, бо змащування відбувається самим матеріалом який перекачується. У даному типі насосів взагалі багато є таких що автоматично змащуються, можливість плавно регулювати амплітуду коливань при різних

навантаженнях. Цю дуже важливу функцію забезпечує електрична схема внаслідок того, що вона напіваналогова, напівцифрова, аналогова частина якої знаходиться у силовій частині насоса, а цифрова в операторній частині.

Однак він має і недоліки: перекачувальний матеріал має відповідати певним вимогам регресивності і не повинний впливати на внутрішні деталі насоса абразивну дію – це зумовлено матеріалом, що використовується в насосі, високий рівень надійності обладнання, що тягне за собою високу вартість на його обслуговування і експлуатацію.

Фактори, які роблять насос надзвичайно продуктивним і економічним. Як правило прості призводять до додаткових витрат. LifeGuard гарантує максимальний термін служби насоса. Не вимагає забезпечення особливими технічними заходами.

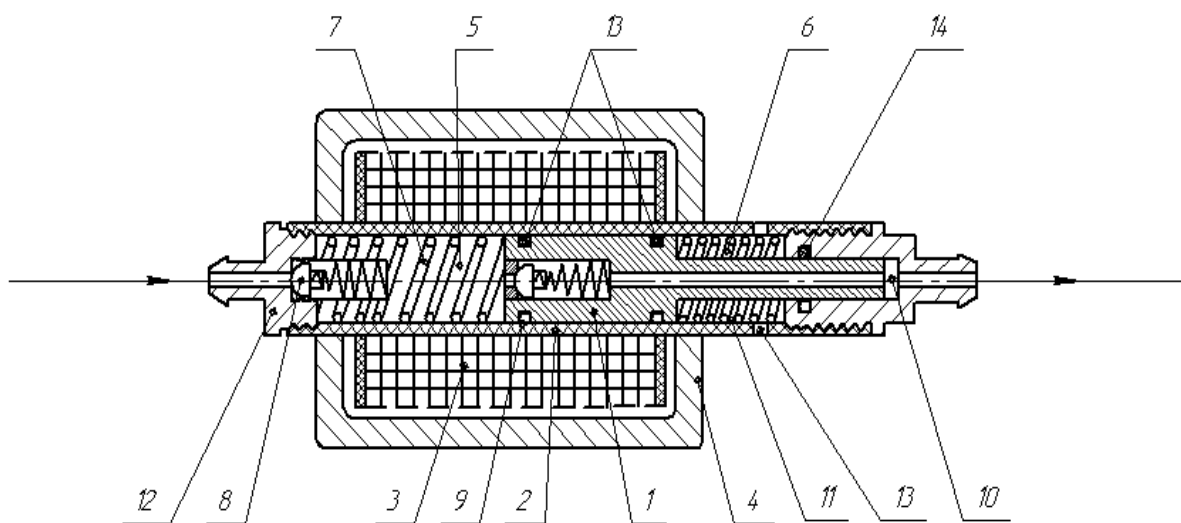


Рисунок. 1.2 – Диференційний насос електромагнітної дії:

1 – плунжер; 2 – корпус; 3 – котушка; 4 – магнітопровід котушки; 5 – всмоктувальна порожнина; 6 – компенсаційна пружина; 7 – робоча пружина; 8 – всмоктувальний клапан; 9 – нагнітальний клапан; 10 – компенсаційна камера; 11,12 – нагнітальний і всмоктувальні штуцери; 13, 14 – манжетні ущільнення.

Інжекторна система: Більший термін служби і зниження експлуатаційних витрат. Інноваційне рішення для насосів при перекачуванні матеріалу з чужорідними включеннями. При інжекторній системі, спеціальний дизайн корпусу насоса забезпечує оптимальний вхід і проходження твердих включень через насос. Додатково поліпшується внутрішня герметичність камери насоса. Це призводить до збільшення продуктивності і потужності всмоктування.

## **1.2 Опис конструкції насоса з приводом електромагнітної дії**

Розглядувану модель насоса (Рис. 1.2) можна охарактеризувати наступним чином: надійний, високоефективний, економічно ефективний. Мова піде про диференційний насос електромагнітної дії [1, 5, 13, 14, 15]. На даний час існують такі проблеми: підвищення ефективності транспортування матеріалу до місця їх проведення шляхом розроблення і наукового дослідження ефективної конструкції диференціального насоса. Він складається із пружини плунжера зворотної дії штоку на який насаджений плунжер і гільзи по якій ходить плунжер, який поєднує в собі позитивні характеристики. Їх визначення дозволить розробити конструктивні елементи диференційного насоса для забезпечення малоімпульсності подачі. Даний тип диференційного насоса майже не має імпульсивності внаслідок демпферної пружини, а також видовженого плунжера який згладжує їх.

Диференційний насос електромагнітної дії має видовжений плунжер що дозволяє рівномірно перекачувати матеріал. Диференційний насос є універсальним за своєю будовою та структурою. Це дозволяє експлуатувати його будь – яких галузях виробництва, його універсальність ще пояснюється й тим що він має спеціальну форму корпусу, що дозволяє швидко та ефективно охолоджувати котушку, яка з часом беззаперечно буде нагріватися, металева трубка розрізана по довжині як не найкраще впорається з цим.

Технічні характеристики основних марок насосів наведено у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

## Технічні характеристики основних конструкцій розчинонасосів

Параметри	Марка насоса								
	УПЛ – СО 20	Малиш – М	7000НА	Air Pro VAP-A20U	7000H1	Sprut	ОНВФВ 10 – УМ	Vivoil XV – 3P	ДНЕД – 6
Тиск нагнітання, МПа	0,5	0,6	25	0,2	24	0,1 2	1,2	0,5	0,8
Продуктивність, м <sup>3</sup> /год	0,08	0,43	0,3	21	0,5	26	0,7	0,8	11,2
Потужність, кВт	–	0,24	2	–	4,5	0,8	2,2	–	0,1
Габаритні розміри, мм	300X125X650	250X100	920X510X795	260X190X300	1000X550X500	170X215X220	800X1000X1550	140X70X70	280X100X110
Маса, кг	6,8	3,4	75	4,5	90	18	200	6,5	2

Виконаний аналіз розглянутих зразків конструкцій насосів для перекачування матеріалу дозволяє зробити висновок, що можливими шляхами вдосконалення насосів такого призначення є спрощення конструкції передавальних вузлів шляхом використання сталюого плунжера та захищеної від потрапляння абразиву котушки з магнітопроводами; збереження герметичності конструкції диференційного насоса впродовж тривалого терміну роботи, раціональне компоновання приводу диференційного насоса із розташуванням паралельно плунжеру.

В таблиці 1.4 наведено класифікацію існуючих моделей насосів (за ознакою робочого органа). Своєю чергою насоси поділяються на групи поршневі, мембранні, гвинтовий, інвертний, роторний, дифузорний,

відцентровий. Поршневі насоси поділяються на підгрупи ручні, електричні, радіально поршневі, пластинчасті, гідронасос. Мембранні насоси поділяються на підгрупи мембранні насоси для бочок, мембранні насоси, мембранні порошкові насоси, пневматично – мембранні насоси, мембранні насоси високого тиску. Плунжерні насоси поділяються на підгрупи одиничні плунжерні насоси, горизонтальні плунжерні насоси, осьові плунжерні насоси, радіальні плунжерні насоси, плунжерні насоси високого тиску.

Електричний поршневий насос має у своїй будові коротший шток та менший діаметр поршня і тому внаслідок частоти струму поршень здійснює велику кількість коливань при малому тиску.

У мембранному насосі на відмінно від мембранного насоса для бочок робочий орган мембрана виготовлена з етилен – пропіленового каучуку що унеможливує перекачування мембранним насосом агресивного матеріалу. У мембранного бочкового насоса мембрана виготовлена з політетрафторетілена і тому стійка до агресивного середовища.

Електродвигун роторного насоса споживає велику кількість електроенергії внаслідок цього гвинтові насоси являються економічно недоцільними.

Диференційний насос електромагнітної дії не чутливий до перепадів електроенергії на відміну від насосу ОНВФВ10 – УМ, АН1ВС, АПНВ. Гвинтовий насос – для хімічно активних середовищ. Диференційний насос електромагнітної дії на відміну від гвинтових похилих насосів, набагато менше споживає електроенергію це аргументовано тим що диференційний насос електромагнітної дії має мало у своєму складі деталей що труться.

Диференційний насос електромагнітної дії не чутливий до перепадів температур на відміну від насосу АПНВ, (гвинтовий насос для хімічно активних середовищ) що має пластиковий корпус.

З вищевикладеного можна зробити висновок що диференційний насос електромагнітної дії не чутливий до зовнішніх чинників, має найбільший

серед розглядуваних насосів ККД, завдяки тому, що має мало деталей що труться, все це робить диференційний насос дуже мобільним та економічним при експлуатації.

В таблиці 1.2 наведено технічні характеристики насосів різної конструкції та будови. Таблиця розділена на чотири групи що демонструють класифікацію насосів за робочим органом поршневий, мембранний, гвинтовий, плунжерний. Також таблиця має дев'ять підгруп поршневий насос (ручний), електричний поршневий насос, поршневий насос, мембранний насос, пневматично мембранний насос, гвинтовий насос, насос шестеренний, відцентровий насос, диференційний насос електромагнітної дії. У поршневого насоса (ручного) робочий тиск на порядок вищий ніж в електричному поршневому насосі це зумовлено більшим діаметром поршня ручного насоса у порівнянні з електричним. Маса поршневого насоса (ручного) має більшу величину у порівнянні з електричним поршневим насосом це пояснюється збільшеною металомісткістю що своєю чергою зумовлено більшою величиною тиску що повинні витримувати стінки поршневого насоса. Мембранний насос у порівнянні з поршневим насосом має кут розпилення у великих межах це зумовлено невибагливістю до перекачувального матеріалу. Пневматично мембранний насос має більшу робочу температуру ніж гвинтовий насос. Пневматично мембранний насос має більший тиск нагнітання матеріалу в порівнянні з гвинтовим насосом це зумовлено гідравлічно збалансованими мембранами насоса. Диференційний насос електромагнітної дії має більший тиск нагнітання матеріалу чим відцентровий насос та меншу споживану потужність, більшу продуктивність це пояснюється відсутністю проміжної ланки передачі механічної енергії від котушки до плунжера.

Технічні характеристики насосів різної конструкції та будови  
Спосіб герметизації: односторонній різь

№ п/п	порушення				мембрани				Двигун				Інші характеристики
	Порушення насос (ручній)	Електропривід порушення насос	Порушення насос	Мембранний насос	Пневматично мембранний насос	Насос пневмопривід	Насос шестеренний	Відцентровий насос	Відцентровий насос	Насос шестеренний	Відцентровий насос	Диференціальний насос електропривідного дії	
1.	Робочий тиск, кПа	Напруга, В	Напруга, В	Напруга, В	Розмір твердих частинок в жм	Температура ра продукту	Ширинка, см	Вага, кг	2,5	140	2,5	Потужність насоса, Вт	132
2.	Відсутність флуїдності в складі, л/хв. не менше	Частота, Гц	Потужність, кВт	Напруга, В	Висота всмоктування в вакуум (м в ст.)	Об'єм бурера V роб.	Висота, см	Діаметр робочої камери	0,7...3,0 м³/хв ± 10%	0	0,7...2 до +60	Ступінь герметичності через котушку, А	0,6
3.	Об'єм балона, л	Продуктивність, м³/хв	Тиск нагнітання, МПа	24	Висота всмоктування в вакуум (м в ст.)	Продуктивність	Довжина, см	Матеріал корпусу	0,7...3,0 м³/хв ± 10%	0	важко	Тиск нагнітання насоса, мПа	8
4.	Ізольована розетка, жм. не більше: - довжина - ширина - висота	Тиск, ж	Продуктивність, м³/год	0,3	Напруга, В	Тиск нагнітання	Об'єм густини	Матеріал дошки, жм	до 1,2 МПа (12 атм)	1,2/	Матеріал дошки, жм	Діаметр проволки, мм	0,6
5.	Маса комплексу, кг. не більше	Потужність, Вт	Габарити, мм	90	Матеріал робочої камери	Кількість обертів в хвилину	Матеріал нагнітання	Потужність, Вт	92...366 об/хв	10	180	Кількість витків	1000
6.		Струм, А	Маса, кг	75	Тиск нагнітання, бар	Потужність	Матеріал нагнітання	Матеріал нагнітання	2,2 кВт	01	1,6	Діаметр закріплення елемента нагнітального клапана, мм	6
7.	Маса без дроту з'єднання, кг	3,4				Кількість обертів	Матеріал нагнітання	Матеріал нагнітання	1420 об/хв	800	6	Напруга, В	220
8.	Матеріал нагнітання, тис.	60				Напруга	Матеріал нагнітання	Матеріал нагнітання	380 В	0,01	8,5	Діаметр робочої камери, мм	23
9.						Матеріал нагнітання	Матеріал нагнітання	Матеріал нагнітання	12X18H10 Г і 14X17H2		220	Діаметр комплексної камери, мм	16
10.						Оболонка № 2	Матеріал нагнітання	Матеріал нагнітання	спеціальна алюмінієва суміш еластомеру (EPDM)		172	Діаметр входного отвору, мм	10
11.						Вид/векла	Матеріал нагнітання	Матеріал нагнітання	Бурера 30л (DU50) DN 11 851			Діаметр входного отвору, мм	5
12.						Матеріал нагнітання	Матеріал нагнітання	Матеріал нагнітання	Матеріал нагнітання AISI304			Продовжність, МПа	11,2
13.						Габарити робочої камери	Матеріал нагнітання	Матеріал нагнітання	800 x 1000 x 1550 мм			Маса, кг	2
14.						Маса	Матеріал нагнітання	Матеріал нагнітання	200 кг			Маса пускера, кг	0,14

### **1.3 Висновки за першим розділом**

1. З проведеного аналізу насосів найбільш перспективним для подальшого дослідження підходить диференційний насос електромагнітної дії.

2. Попри широке використання насосів, методики розрахунку таких елементів як за тримальною здатністю, так і за граничними станами другої групи з урахуванням перекачування матеріалу розроблено недостатньо. Опис взаємодії робочих органів з фракційними включеннями що знаходяться в матеріалі виконується спрощено.

## 2 АНАЛІЗ ПРИНЦИПУ РОБОТИ НАСОСА З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНОЇ ДІЇ ТА ОБГРУНТУВАННЯ ЙОГО ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ

### 2.1 Конструктивне рішення і принцип роботи диференційного насоса електромагнітної дії

Аналіз наявного обладнання підтверджує необхідність розроблення засобів аналогічного призначення, що дозволять виконувати різноманітні комплексні процеси, задовольняючи складним умовам роботи, які б мали високу ефективність дії, в т.ч. в аспекті використання енергії, низьку металомісткість, були б компактними, зручними у транспортуванні та за технологією виготовлення. Тому в цій роботі як найбільш доцільно пропонується конструкція диференційного насоса електромагнітної дії робочим органом якого є сталевий плунжер, що рухається поступальним рухом.

Конструкція диференційного насоса для матеріалу зображена на рис. 2.1.

Використання удосконаленого диференційного насоса електромагнітної дії дозволяє покращити перекачування матеріалу під час оздоблювальних робіт, що позитивно впливає на якість виконаних робіт.

Конструктивні рішення в робочому проєкті диференційного насоса наведені на рис. 2.3, де зображено загальний вигляд диференційного насоса.

Конструкція має плунжер у якого з лівої сторони більший діаметр, а праворуч менший діаметр: всмоктування матеріалу відбувається з меншим тиском, а нагнітання матеріалу з більшим тиском.

Таблиця 2.1

#### Технічна характеристика установки

Показники	Одиниці вимірювання	Значення
Диференційний насос електромагнітної дії		
Продуктивність	м <sup>3</sup> /год	11,2
Густина матеріалу, що транспортуються	кг/м <sup>3</sup>	(1015...1100)

диференційним насосом, за ДСТУ Б А.1.1-20-94.		
Котушка диференційного насоса: – ширина котушки – потужність – частота поступального руху – напруга	мм кВт Гц В	30 0,1 45,1 220
Габаритні розміри: – довжина – ширина – висота	мм мм мм	280 100 110
Маса (без комплектації)	кг	2

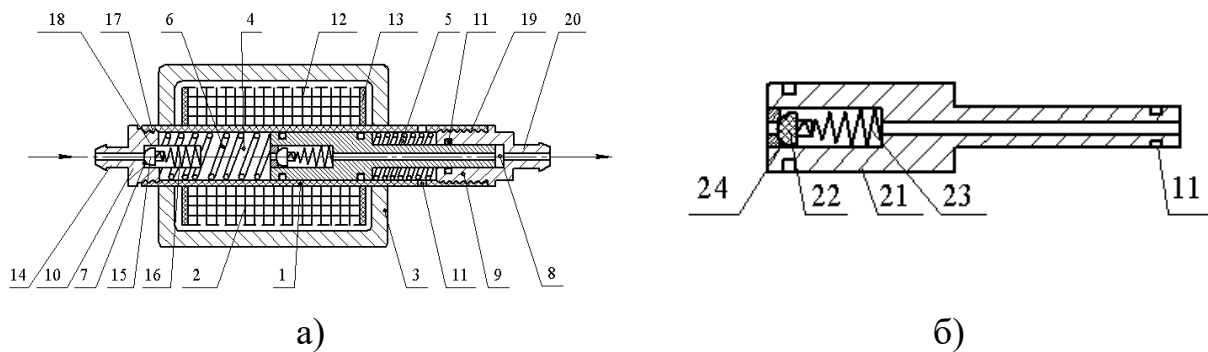


Рис. 2.1. Схема диференційного насоса електромагнітної дії:

а) загальний вигляд конструкції; б) вид на плунжер диференційного насоса зліва; 1 – корпус диференційного насоса; 2 – котушка; 3 – магнітопровід; 4 – робоча камера; 5 – компенсаційна пружина; 6 – робоча пружина; 7 – всмоктувальний клапан; 8 – компенсаційна камера; 9 – штуцер нагнітальний; 10 – штуцер всмоктувальний; 11 – манжетні ущільнення; 12 – мідний дріт; 13 – пластиковий корпус котушки; 14 – трубопровід; 15 – запірний елемент всмоктувального клапана; 16 – прижимна пружина всмоктувального клапана; 17 – різьбове з'єднання корпуса зі всмоктувальним штуцером; 18 – різьбове з'єднання штуцера зі всмоктувальним клапаном; 19 – різьбове з'єднання корпуса зі нагнітальним штуцером; 20 – трубопровід; 21 – плунжер;

22 – запірний елемент нагнітального клапана;

23 – прижимна пружина нагнітального клапана; 24 – нагнітальний клапан.

Конструкція складається з котушки 2 яка має пластикове виконання 13 та виготовлена з мідного дроту 12 диференційного насоса, змонтованої на корпусі 1 разом із магнітопроводом 3, який стягнутий хомутами для кращого контакту магнітопроводу в місці з'єднання та підсилює магнітний потік котушки. Магнітопровід має циліндричну форму. Також до корпусу різьбовим з'єднанням 17 під'єднаний штуцер до якого різьбовим з'єднанням 18 під'єднаний всмоктувальний клапан 7 який з'єднується з трубопроводами 14 по яким подається матеріал що в свою чергу складається з запірного елемента 15 та притискувальної пружини 16. На протилежному кінці корпусу різьбовим з'єднанням 19 під'єднано штуцер в який входить плунжер 21 та який під'єднується до трубопроводу 20 по якому відбувається злив матеріалу. Усередині корпусу розташований плунжер, що має манжетні ущільнення 11, який при дії на нього магнітного потоку рухається ліворуч та стискає при цьому робочу пружину 6 й відкриває нагнітальний клапан 24 що знаходиться в середині плунжера. Нагнітальний клапан складається з притискувальної пружини 23 та запірного елемента 22. Коли в другому циклі плунжер рухається праворуч він стискає компенсаційну пружину 5.

Алгоритм роботи диференційного насоса: у котушку 3 поступає електричний струм, який змінюється за синусоїдальним законом і генерує магнітний потік, сила якого діє на плунжер, втягуючи його в середину котушки з метою зменшення опору магнітному потоку.

**Перший цикл перекачування.** Плунжер починає рухатися вліво, закриваючи всмоктувальний клапан (8) і відкриваючи нагнітальний клапан (9). Робоча порожнина насоса наповнена матеріалом. Починається процес перекачування і тиск в нагнітальному штуцері починає зростати. Зростання тиску тим більше чим вище швидкість руху плунжера.

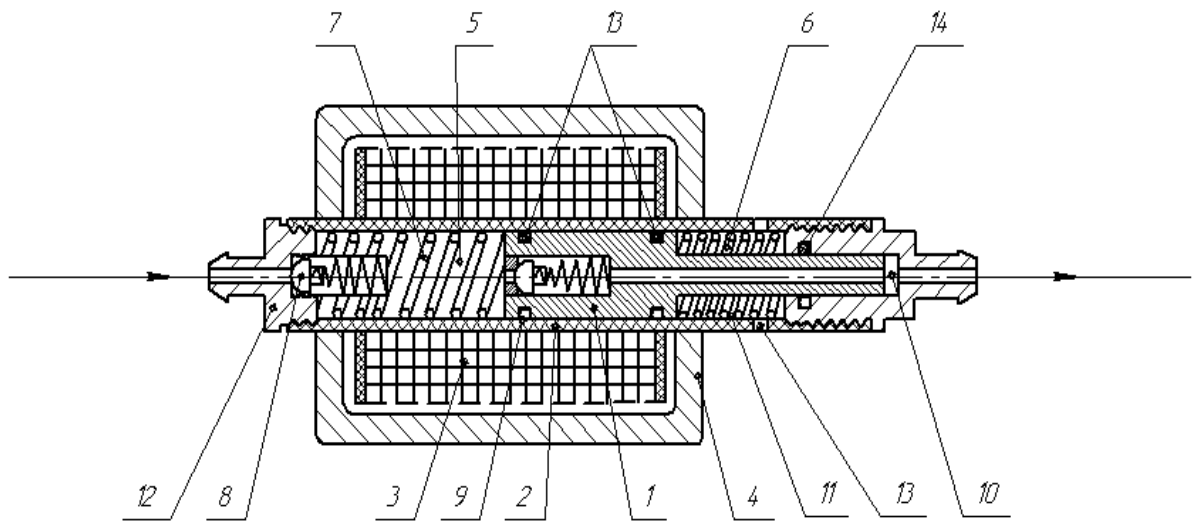


Рисунок. 2.1 – Диференційний насос електромагнітної дії: 1 – плунжер; 2 – корпус; 3 – котушка; 4 – магнітопровід котушки; 5 – всмоктувальна порожнина; 6 – компенсаційна пружина; 7 – робоча пружина; 8 – всмоктувальний клапан; 9 – нагнітальний клапан; 10 – компенсаційна камера; 11,12 – нагнітальний і всмоктувальні штуцери; 13, 14 – манжетні ущільнення.

Одночасно починає стискатися робоча пружина 7 і розпрямлятися компенсаційна пружина 6. В міру спаду струму котушки, зменшується магнітний потік і, одночасно, зменшується швидкість плунжера – аж до його зупинки. Проте зупинка плунжера відбувається дещо раніше повного припинення магнітного потоку – коли настає момент рівноваги дії магнітного потоку і сили стиску робочої пружини 7. Коли синусоїда міняє напрям, діод в схемі живлення відрізає її нижню частину і в другому циклі магнітний потік на плунжер не діє.

**Другий цикл перекачування.** Робоча пружина починає розпрямлятися, приводячи в протилежний напрямок переміщення плунжера. Швидкість плунжера починає зростати. При русі плунжера праворуч закривається нагнітальний клапан 9 і процес перекачування поновлюється. Тиск перекачування зростає пропорційно збільшенню швидкості переміщення плунжера.

Одночасно відкривається всмоктувальний клапан 8 і матеріал всмоктується в робочу порожнину насоса, з переміщенням плунжера праворуч. Послаблюється стискання робочої пружини 7. Розпрямленню пружини перешкоджає зусилля перекачування матеріалу, зусилля на всмоктування матеріалу в робочу камеру і стискання компенсаційної пружини. У міру послаблення робочої пружини швидкість руху плунжера зменшується, одночасно зменшується процес перекачування. До моменту припинення руху плунжера в котушку знову подається напруга і процес перекачування повторюється.

Обране таким чином конструктивне рішення, дозволяє здійснювати перекачування в обох напівциклах руху, що суттєво покращує рівномірність перекачування матеріалу.

## **2.2 Математичне моделювання режиму роботи диференційного насоса електромагнітної дії**

Наведемо короткий опис параметрів, що входять в модель насоса.

**Жорсткість пружини** задана коефіцієнтом жорсткості «с». Вона є характеристикою можливості пружин (робочої та компенсаційної) до пружного деформування під дією сили електромагнітного потоку, який встановлює залежність між силою пружності та видовженням пружини. Коефіцієнт жорсткості пружин залежить від матеріалу та геометричних розмірів пружини. У нашому дослідженні жорсткість робочої пружини складає 0,13 Н/см, а компенсаційної – 0,18 Н/см.

**Розмір плунжерів**, яких у конструкції передбачено 2, підібрано з умов забезпечення необхідного робочого тиску насоса та продуктивності. А саме відношення більшого до меншого діаметрів першого плунжера становить 1,4 для другого – 1,6. Плунжери мають менший діаметр у порівнянні з поршнями і забезпечують високе значення напору при меншій подачі матеріалу та простішу експлуатацію насоса в цілому.

Розташування запірного елемента відносно обмотки котушки значною мірою впливає на силу її втягування і описується графіком на рис. 2.2. :

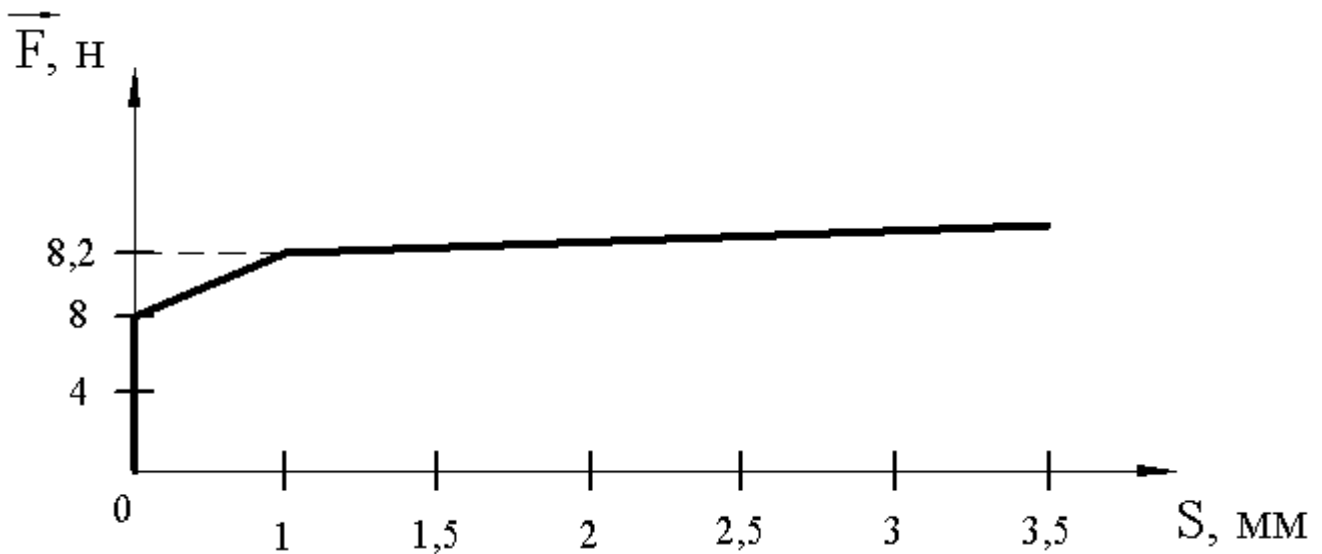


Рис. 2.2 – Графік зміни зусилля втягування запірного елемента від його розташування відносно центру маси плунжера:  $\vec{F}$  – сила втягування;  $S$  – переміщення.

$$\vec{F}(s) \cong 8 + 0,2S - 0,195(S-1) \cdot 1(S-1),$$

де  $1(S-1)$  – функція Хевісайда [4]

Використовуючи числові значення розглянутих вище величин, можемо виконати розрахунки зміни зусилля втягування запірного елемента за теоретичними залежностями. На рисунку 2.2 показано теоретичний графік залежності зміни зусилля втягування запірного елемента. Це зроблено для визначення втрат в клапанному вузлі, на основі експериментального дослідження, проведеного А. М. Пирвердяном та І. С. Степановою; Зусилля тертя манжетних ущільнень залежить від діаметра, що ущільнюється  $d$ , мм, довжини ущільнення  $\ell$ , м; та коефіцієнта тертя манжет по робочій поверхні штоку, що безпосередньо відповідає величині  $P$ , МПа. Згідно з отриманим графіком встановлено, що найбільш вагомий вплив на втрати в клапанному вузлі має густина перекачувального матеріалу.

Отже, залежність (2.2) дозволяє визначати зусилля втягування запірного елемента диференційного насоса, якщо відомі максимальна швидкість матеріалу, яке перекачується в гнізді нагнітального клапана з урахуванням нерівномірності руху плунжера.

**Зусилля тертя манжетних ущільнень** штоку впливає на рушійну силу насоса. Воно залежить від тиску матеріалу, коефіцієнту тертя та площі робочої поверхні:

$$R_m = \mu \pi d \ell p \quad (2.1)$$

де  $d$  – діаметр, що ущільнюється мм;

$\ell$  – довжина ущільнення м;

$\mu$  – коефіцієнт тертя манжет по робочій поверхні штоку;

$p$  – робочий тиск (2.1) МПа.

Коефіцієнт тертя манжет обирається по емпіричному залежностям, побудованим для відповідних робочих оздоблювальних матеріалів та матеріалів штоку.

**Втрати енергії у клапанних вузлах** викликають перепад тиску при рухові матеріалу, що перекачується. В основу розрахунку максимального перепаду тиску у матеріалу, що перекачується по клапанних вузлах покладені експериментальні дослідження, проведені А. М. Пирвердяном [4] та І. С. Степановою (2.2). Перепад тиску в нагнітальному клапані можна розрахувати за формулою:

$$\Delta p_k = \frac{v_{\max}^2 \cdot \rho_p}{2\mu^2} \quad (2.2)$$

де  $v_{\max}$  – максимальна швидкість матеріалу, яке перекачується в гнізді клапана з урахуванням нерівномірності руху плунжера, м/с;

$\rho_p$  – густина матеріалу, яка перекачується, кг/м<sup>3</sup>;

$\mu$  – коефіцієнт витрат конкретного типу нагнітального клапана в залежності від числа Рейнольдса, яке своєю чергою визначається як функція діаметра отвору в гнізді нагнітального клапана, швидкості перекачування матеріалу та кінематичної в'язкості останнього.

У межах нашого дослідження найбільший вплив на втрати енергії у клапанних вузлах насоса чинить співвідношення діаметрів запірного елемента та гнізда (яке складає  $4/3$ ), діаметр запірного елемента над площиною гнізда та рухомість матеріалу.

Розглянемо роботу насоса окремо для кожного циклу.

**Перший цикл перекачування. Рух плунжера ліворуч.** Оскільки плунжер  $I$  рухається поступально, то, складаючи математичну модель його механічного руху, будемо розглядати його як матеріальну точку, маса якої дорівнює масі  $m$  плунжера.

Розглянемо рух точки ліворуч із її крайнього правого положення, яке зображено на рисунку 2.3, а та на рисунку 2.3, б, зобразимо розрахункову схему цього руху, сумістивши початок системи координат  $Oxy$  з початковим положенням точки та направивши вісь  $Ox$  у напрямку руху точки. За такого вибору системи відліку

$$x_0 = 0 \quad \text{і} \quad \dot{x}_0 = 0, \quad (2.3)$$

де  $x_0$  – координата, що визначає положення точки в момент часу  $t_0 = 0$ ;

$\dot{x}_0$  – проекція на вісь  $Ox$  початкової швидкості  $\vec{V}_0$  (звісно, оскільки  $\mathbf{V}_0 = 0$ , то і  $\dot{x}_0 = 0$ ).

Через те, що рух точки вздовж осі  $Oy$  відсутній, то згідно з III законом Ньютона [15]

$$\vec{G} = -\vec{N}, \quad (2.4)$$

де  $\vec{G} = m\vec{g}$  – сила тяжіння Н/кг;

$\vec{N}$  – нормальна реакція стінки корпусу насоса.

Таким чином, сили  $\vec{G}$  і  $\vec{N}$  утворюють зрівноважену систему сил  $\{\vec{G}, \vec{N}\}$ , яку на підставі відповідної аксіоми статички відкидаємо, не порушуючи при цьому кінематичного стану розглядуваної точки.

У результаті маємо, що на матеріальну точку діють сили (див. рис. 2.3, б):

- сила втягування плунжера  $\vec{Q}$ ;
- сили пружності  $\vec{F}_{пр.7}$  і  $\vec{F}_{пр.6}$  пружин робочої і компенсаційної відповідно;
- сила  $\vec{F}_{оп}$  опору рухові.

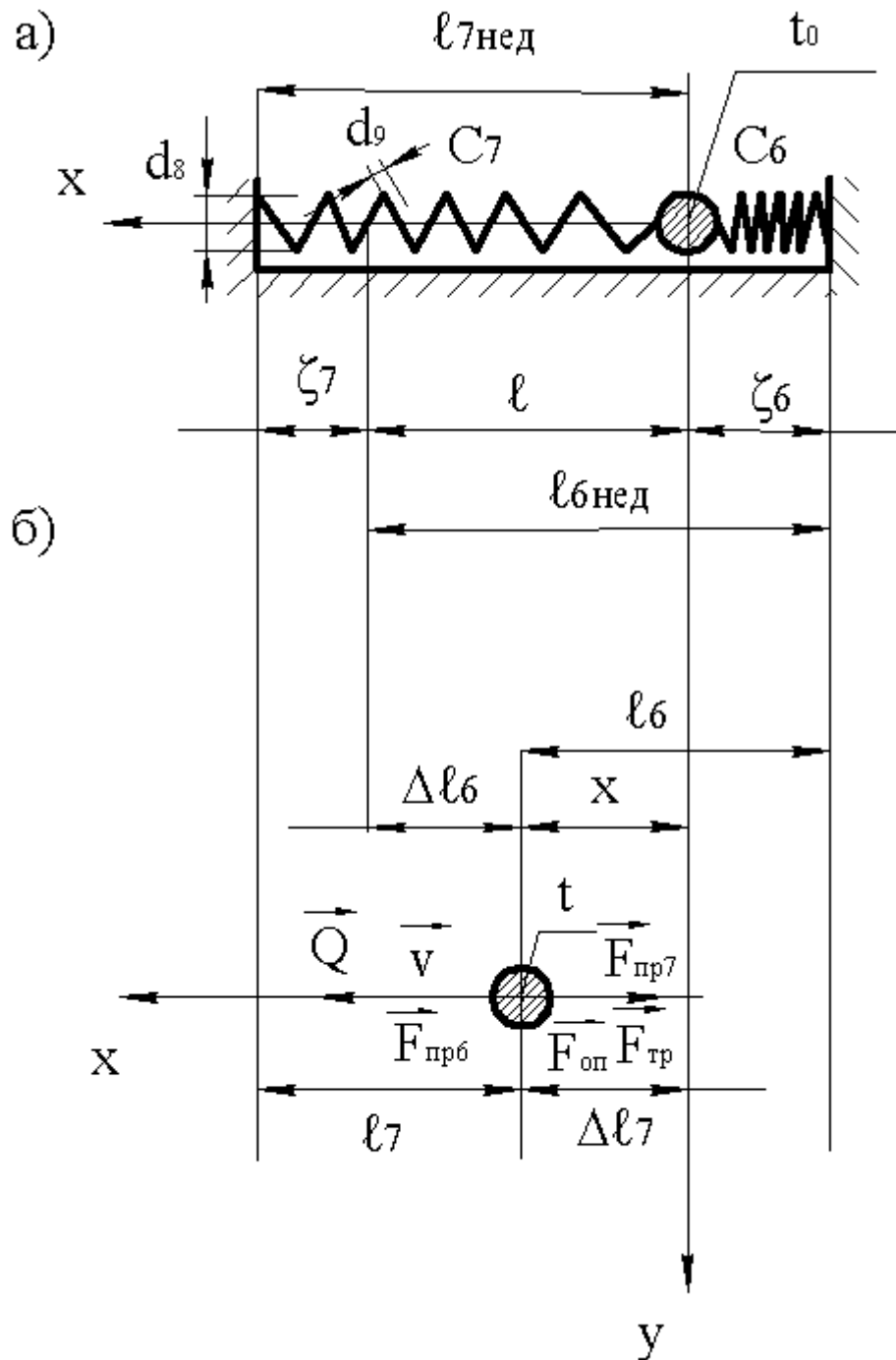


Рис. 2.3 – Кінематична схема руху плунжера ліворуч: а) крайнє праве положення; б) положення у довільний момент часу.

Один кінець плунжера має діаметр  $d_1$ , а інший має діаметр  $d_2$ , діаметри відносяться один до одного як  $d_1 > d_2$ . Тоді опір матеріалу руху плунжера, силу опору робочої пружини, силу тертя плунжера диференційного насоса можна знайти, по подальших залежностях (2.24) і (2.6) і (3.12) ці залежності залежать від аргументів: діаметр плунжера робочої камери  $d_1$ , швидкість руху плунжера  $V$ , коефіцієнт динамічної в'язкості  $\mu$ , деякий безрозмірний коефіцієнт  $k$ , певний «коефіцієнт зменшення діаметра»  $\gamma$ , коефіцієнти жорсткості робочої пружини  $C_7$ , деформація робочої пружини  $\Delta l_7$ , маса плунжера  $m$ , гравітаційна стала  $g$ , кут нахилу плунжера  $\alpha$ , коефіцієнт тертя  $k$  (рис. 2.3). Таким чином у результаті отримаємо силу опору матеріалу  $\vec{F}_{on}$ , силу опору робочої пружини  $\vec{F}_{np7}$ , силу тертя  $\vec{F}_{mp}$  що прикладена до лівої частини плунжера, і створюється густиною матеріалу  $\rho$ , внутрішнім діаметром робочої пружини  $d_8$ , діаметром дроту з якого було виготовлено робочу пружину  $d_9$ , кількістю витків робочої пружини  $n_1$ , марка сталі з якої виготовлено робочу пружину, нормальною реакцією стінки корпусу диференційного насоса  $\vec{N}$ .

З'ясуємо значення цих сил.

Модуль  $Q$  сили втягування плунжера змінюється синусоїдально аналогічно до зміни електричного струму за законом

$$Q = Q_0 \cdot \sin pt, \quad (2.5)$$

де  $Q_0$  – максимальне значення сили втягування плунжера (певна річ, розмірності  $[Q] = [Q_0] = MLT^{-2}$ ) Н;

$t$  – число повних циклів зміни сили втягування плунжера за  $2\pi$  секунд;

$p$  – циклічна частота сили втягування плунжера, яка дорівнює числу повних циклів зміни сили втягування плунжера за  $2\pi$  секунд і, звідси, дорівнює циклічній частоті зміни електричного струму Гц.

Відповідно до закону Гука [5] модулі сил пружності  $\vec{F}_{np.7}$  і  $\vec{F}_{np.6}$  пружин робочої і компенсаційної визначають залежності

$$\vec{F}_{np.7} = c_7 \cdot \Delta\ell_7 \quad \text{і} \quad \vec{F}_{np.6} = c_6 \cdot \Delta\ell_6, \quad (2.6)$$

де  $c_7$  – коефіцієнти жорсткості робочої пружини Н/м;

$c_6$  – коефіцієнти жорсткості компенсаційної пружини Н/м;

$\Delta\ell_7$  – деформація робочої пружини у довільний момент часу  $t$ ;

$\Delta\ell_6$  – деформація компенсаційної пружини у довільний момент часу  $t$ .

Їх деформації у розглядуваному на рис. 2.3 положенні матеріальної точки у довільний момент часу  $t$ .

Фізичний зміст коефіцієнтів  $c_7$  і  $c_6$  [22, 23, 24, 25, 26, 27] – значення сили пружності кожної з пружин при деформації, рівній одиниці, а їх розмірності – це відношення розмірності  $MLT^{-2}$  сили до розмірності  $L$  довжини, тобто

$$[c_7] = [c_6] = \frac{MLT^{-2}}{L} = M \cdot T^{-2}. \quad (2.7)$$

де  $M$  – маса плунжера кг;

$L$  – довжина робочої та компенсаційної пружин м;

$T$  – циклічна (кругова) частота власних коливань матеріальної точки Гц.

З рис. 2.3,б очевидно, що

$$\Delta\ell_7 = x, \quad (2.8)$$

де  $x$  – координата, яка визначає положення точки у момент часу  $t$ .

$$\Delta\ell_6 = \ell_{6\text{нед.}} - \ell_6 = \ell_{6\text{нед.}} - (x + \zeta_6) = \ell_{6\text{нед.}} - x - \zeta_6, \quad (2.9)$$

де  $x$  – координата, яка визначає положення точки у момент часу  $t$ ;

$\ell_{6\text{нед.}}$  – довжина недеформованої компенсаційної пружини, Н/м;

$\ell_6$  – довжина компенсаційної пружини у момент часу  $t$ , Н/м;

$\zeta_6$  – довжина компенсаційної пружини у початковому положенні точки (у момент часу  $t_0 = 0$ ).

Ураховавши встановлені значення  $\Delta\ell_7$  і  $\Delta\ell_6$ , дістанемо

$$\vec{F}_{np.7} = c_7 \cdot x, \quad (2.10)$$

де  $c_7$  – коефіцієнти жорсткості робочої пружини Н/м;

$x$  – координата, яка визначає положення точки у момент часу  $t$ .

$$\vec{F}_{np.6} = c_6 \cdot (\ell_{6нед.} - x - \zeta_6). \quad (2.11)$$

де  $c_6$  – коефіцієнти жорсткості компенсаційної пружини Н/м;

$\ell_{6нед.}$  – довжина недеформованої компенсаційної пружини, Н/м;

$x$  – координата, яка визначає положення точки у момент часу  $t$ ;

$\zeta_6$  – довжина компенсаційної пружини у початковому положенні точки (у момент часу  $t_0 = 0$ ), Н/м.

Оскільки плунжер  $I$  у нерухомому середовищі (у оздоблювальному матеріалі), яким наповнена робоча порожнина насоса, виконує поступальний рух з невеликою швидкістю, то сила опору рухові буде спрямована протилежно до напрямку вектора  $\vec{V}$  швидкості плунжера і у векторному вигляді її можна записати так

$$\vec{F}_{on} = -\vec{F}_{on} \cdot \frac{\vec{V}}{V}, \quad (2.12)$$

де  $\vec{F}_{on}$  – абсолютна величина цієї сили Н;

$V$  – модуль швидкості плунжера  $I$ , м/с.

Методом аналізу розмірностей (2.12) встановимо значення модуля  $\vec{F}_{on}$  сили опору матеріалу, у першому наближенні вважаючи, що цю силу, розмірність якої  $\vec{F}_{on} = MLT^{-2}$ , визначають наступні параметри, які, природно, є фізичними величинами:

$V$  – швидкість руху плунжера, розмірність якої  $[V] = LT^{-1}$ , м/с;

$S$  – площа тиску плунжера на робоче середовище ( матеріал), розмірність якої  $[S] = L^2$ , мм<sup>2</sup>;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, розмірність якого  $[\mu] = ML^{-1}T^{-1}$ , м<sup>2</sup>/с.

Згідно з (2.12) функціональну залежність  $\vec{F}_{on} = f(V, S, \mu)$  будемо шукати у вигляді

$$\vec{F}_{on} = k \cdot \mathbf{V}^a \cdot S^b \cdot \mu^c, \quad (2.13)$$

де  $\mathbf{V}$  – швидкість руху плунжера, розмірність якої  $V = LT^{-1}$ , м/с;

$S$  – площа тиску плунжера на робоче середовище ( матеріал), розмірність якої  $S = L^2$ , мм<sup>2</sup>;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, розмірність якого  $\mu = ML^{-1}T^{-1}$ , м<sup>2</sup>/с;

$k$  – деякий безрозмірний коефіцієнт (тобто  $[k] = 1$ ), який не визначає теорія розмірностей.

Згідно з теорією розмірностей [10, 11, 12] між розмірностями  $[\vec{F}_{on}]$ ,  $[V]$ ,  $[S]$  і  $[\mu]$  має бути залежність, аналогічна до залежності між фізичними величинами  $\vec{F}_{on}$ ,  $\mathbf{V}$ ,  $S$  і  $\mu$ , яку визначає формула (2.13). На цій підставі маємо, що

$$[\vec{F}_{on}] = [k] \cdot [\mathbf{V}]^a \cdot [S]^b \cdot [\mu]^c, \quad (2.14)$$

де  $\mathbf{V}$  – швидкість руху плунжера, розмірність якої  $[\mathbf{V}] = LT^{-1}$ , м/с;

$S$  – площа тиску плунжера на робоче середовище ( матеріал), розмірність якої  $[S] = L^2$ , мм<sup>2</sup>;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, розмірність якого  $[\mu] = ML^{-1}T^{-1}$ , м<sup>2</sup>/с;

$k$  – деякий безрозмірний коефіцієнт (тобто  $[k] = 1$ ), який не визначає теорія розмірностей.

або, урахувавши наведені вище розмірності,

$$MLT^{-2} = 1 \cdot (LT^{-1})^a \cdot (L^2)^b \cdot (ML^{-1}T^{-1})^c. \quad (2.15)$$

де  $M$  – маса плунжера кг;

$L$  – довжина робочої та компенсаційної пружин м;

$T$  – циклічна (кругова) частота власних коливань матеріальної точки Гц.

Виконавши очевидні перетворення правої частини, отримаємо

$$MLT^{-2} = L^{a+2b-c} \cdot T^{-a-c} \cdot M^c. \quad (2.16)$$

де  $M$  – маса плунжера кг;

$L$  – довжина робочої та компенсаційної пружин м;

$T$  – циклічна (кругова) частота власних коливань матеріальної точки Гц.

Оскільки математично отримана залежність може виконуватися лише за умови рівності показників степені відповідних множників, то, прирівнявши зазначені показники, дістанемо систему алгебраїчних рівнянь:

$$\begin{cases} 1 = c, \\ 1 = a + 2b - c, \\ -2 = -a - c, \end{cases} \quad (2.17)$$

де  $a, b, c$  – вільні радикали.

розв'язавши яку, знаходимо, що

$$\begin{aligned} c &= 1, & a &= 2 - c = 2 - 1 = 1 \quad \text{і} \\ b &= \frac{1 - a + c}{2} = \frac{1 - 1 + 1}{2} = \frac{1}{2}. \end{aligned} \quad (2.18)$$

де  $a, b, c$  – вільні радикали.

Тоді шукана залежність (2.11) матиме вигляд:

$$\vec{F}_{on} = k \cdot \mathbf{V}^1 \cdot S^{\frac{1}{2}} \cdot \mu^1, \quad (2.19)$$

де  $\mathbf{V}$  – швидкість руху плунжера, розмірність якої  $[\mathbf{V}] = LT^{-1}$ , м/с;

$S$  – площа тиску плунжера на робоче середовище ( матеріал), розмірність якої  $[S] = L^2$ , мм<sup>2</sup>;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, розмірність якого  $[\mu] = ML^{-1}T^{-1}$ , м<sup>2</sup>/с;

$k$  – деякий безрозмірний коефіцієнт (тобто  $[k] = 1$ ), який не визначає теорія розмірностей.

або

$$\vec{F}_{on} = k \cdot \mathbf{V} \cdot \mu \cdot \sqrt{S}. \quad (2.20)$$

де  $\mathbf{V}$  – швидкість руху плунжера, розмірність якої  $[\mathbf{V}] = LT^{-1}$ , м/с;

$S$  – площа тиску плунжера на робоче середовище ( матеріал), розмірність якої  $[S] = L^2$ , мм<sup>2</sup>;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, розмірність якого  $[\mu] = ML^{-1}T^{-1}$ , м<sup>2</sup>/с;

$k$  – деякий безрозмірний коефіцієнт (тобто  $[k] = 1$ ), який не визначає теорія розмірностей.

З рисунка 2.3 зрозуміло, що при русі плунжера  $1$  ліворуч площу  $S$  його тиску на робоче середовище ( матеріал) визначає формула

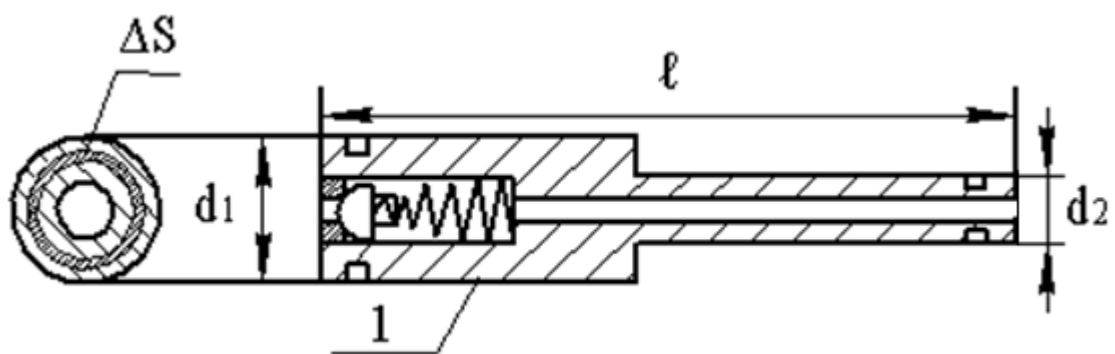


Рис. 2.4 – Схематичне зображення плунжера  $1$ .

Аналіз фізичного процесу, що відбувається у диференційному насосі, показує, що основними опорами руху плунжера в масі матеріалу будуть: при рухові ліворуч тертя плунжера об стінки гільзи, опір матеріалу, робоча

пружина. При рухові праворуч тертя плунжера об стінки гільзи, опір матеріалу, компенсаційна пружина. Ці опори залежать від властивостей матеріалу, геометричних параметрів диференційного насоса та його режиму роботи, ступеня заповнення робочої та компенсаційної порожнини.

Знайдемо загальну силу опору рухові плунжера диференційного насоса електромагнітної дії. Вона буде складатися із сил опору, що діють на диференційний плунжер 1 діаметром  $d_1$  й  $d_2$  та сил опору прикладених до елементарної ділянки  $dS$  плунжера 1 (рис. 2.4). Приймаємо, що відносно матеріал усереднено розміщується у горизонтальній площині, а положення елементарної ділянки  $dS$  задається відстанню від стінки циліндра диференційного насоса електромагнітної дії  $l$ .

Якщо прийняти  $d_{om.} = \gamma \cdot d_1$ , де  $\gamma$  – певний «коефіцієнт зменшення діаметра» (звісно, що  $\gamma < 1$ ), то

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot (d_1^2 - \gamma^2 \cdot d_1^2) = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot (1 - \gamma^2). \quad (2.21)$$

де  $d_1$  – діаметр плунжера робочої камери м;

$\gamma$  – певний «коефіцієнт зменшення діаметра» (звісно, що  $\gamma < 1$ ).

Тоді остаточно дістаємо, що

$$\vec{F}_{om} = k \cdot \mathbf{V} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot (1 - \gamma^2)} = \frac{k \cdot \mathbf{V} \cdot \mu \cdot d_1 \cdot \sqrt{\pi \cdot (1 - \gamma^2)}}{2}, \quad (2.22)$$

де  $d_1$  – діаметр плунжера робочої камери м;

$\mathbf{V}$  – швидкість руху плунжера, розмірність якої  $[\mathbf{V}] = LT^{-1}$ , м/с;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, розмірність якого  $[\mu] = ML^{-1}T^{-1}$ , м<sup>2</sup>/с;

$k$  – деякий безрозмірний коефіцієнт (тобто  $[k] = 1$ ), який не визначає теорія розмірностей;

$\gamma$  – певний «коефіцієнт зменшення діаметра» (звісно, що  $\gamma < 1$ ).

або

$$\vec{F}_{on} = k \cdot \frac{\sqrt{\pi \cdot (1 - \gamma^2)}}{2} \cdot \mu \cdot d_1 \cdot \mathbf{V}. \quad (2.23)$$

де  $d_1$  – діаметр плунжера робочої камери м;

$\mathbf{V}$  – швидкість руху плунжера, розмірність якої  $[\mathbf{V}] = LT^{-1}$ , м/с;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, розмірність якого  $[\mu] = ML^{-1}T^{-1}$ , м<sup>2</sup>/с;

$k$  – деякий безрозмірний коефіцієнт (тобто  $[k] = 1$ ), який не визначає теорія розмірностей;

$\gamma$  – певний «коефіцієнт зменшення діаметра» (звісно, що  $\gamma < 1$ ).

У загальному випадку коефіцієнт  $k$  у формулі для сили  $\vec{F}_{on}$  опору матеріалу перебуває у функціональній залежності від критерію (числа)  $Re$  Рейнольдса [14] та від критерію  $Fr$  Фруда [14]; тобто

$$k = f(Re, Fr). \quad (2.24)$$

де  $Re$  – критерій Рельнольдса;

$Fr$  – критерій Фруда.

Згідно з (2.14) «залежність  $k = f(Re, Fr)$  має складний характер і отримати її теоретично надзвичайно важко. Зазвичай використовують експериментально отримані значення коефіцієнту  $k$ . Але у розглядуваному випадку, коли дистанція та швидкість руху точки незначні, залежністю  $k = f(Re, Fr)$  знехтуємо, вважаючи, що  $k = const$ .

Дотримуючись алгоритму розв'язування оберненої основної задачі динаміки точки (2.15), складемо диференціальне рівняння руху розглянутої матеріальної точки.

Записуємо другий закон Ньютона [11]  $m \cdot \vec{a} = \sum_{i=1}^{\lambda} \vec{F}_i$  у проєкції на вісь

$Ox$ :

$$m \cdot a_x = \sum_{i=1}^{\lambda} \vec{F}_{ix}, \quad (2.25)$$

де  $m$  – маса плунжера кг;

$a_x$  – проекція прискорення руху точки на вісь  $Ox$ , м/с<sup>2</sup>;

$\lambda$  – кількість чинних сил;

$\vec{F}_{ix}$  – проекція  $i$  – тої сили  $\vec{F}_i$  на вісь  $Ox$ , Н.

Як відомо з (2.15)

$$a_x = \frac{d\mathbf{V}_x}{dt}, \quad (2.26)$$

де  $t$  – число повних циклів зміни сили втягування плунжера за  $2\pi$  секунд;

$\mathbf{V}_x$  – проекція швидкості руху точки на вісь  $Ox$ , м/с.

Оскільки ж у випадку що розглядається, точка здійснює рух уздовж осі  $Ox$  у її додатному напрямку, то вектор  $\vec{\mathbf{V}}$  швидкості проєктується на цю вісь у дійсну величину зі знаком плюс, тобто  $\mathbf{V}_x = \mathbf{V}$ ; тоді

$$a_x = \frac{d\mathbf{V}}{dt}. \quad (2.27)$$

де  $\mathbf{V}_x$  – проекція швидкості руху точки на вісь  $Ox$ , м/с;

$t$  – число повних циклів зміни сили втягування плунжера за  $2\pi$  секунд.

З розрахункової схеми (див. рис. 2.3,б) очевидно, що

$$\sum_{i=1}^{\lambda} \vec{F}_{ix} = Q + \vec{F}_{np.6} - \vec{F}_{np.7} - \vec{F}_{on} \quad (2.28)$$

де  $Q$  – модуль сили втягування плунжера Н;

$\vec{F}_{np.6}$  – модуль сили пружності компенсаційної пружини Н;

$\vec{F}_{np.7}$  – модуль сили пружності робочої пружини Н;

$\vec{F}_{on}$  – модуль сили опору перекачувального матеріалу Н.

або, урахувавши знайдені значення сил, отримаємо:

$$\sum_{i=1}^{\lambda} \vec{F}_{ix} = Q_0 \cdot \sin \frac{\pi \cdot t}{\tau} + c_6 \cdot (\ell_{\text{неод.}} - x - \zeta_6) - c_7 \cdot x - k \cdot \frac{\sqrt{\pi \cdot (1 - \gamma^2)}}{2} \cdot \mu \cdot d_1 \cdot \mathbf{V} \quad (2.29)$$

де  $c_6$  – коефіцієнти жорсткості компенсаційної пружини Н/м;

$c_7$  – коефіцієнти жорсткості робочої пружини Н/м;

$\tau$  – час руху плунжера ліворуч, сек;

$t$  – число повних циклів зміни сили втягування плунжера за  $2\pi$  секунд;

$Q_0$  – максимальне значення сили втягування плунжера (певна річ,

розмірності  $[Q] = [Q_0] = MLT^{-2}$ ) Н;

$\ell_{\text{неод.}}$  – довжина недеформованої компенсаційної пружини, Н/м;

$x$  – координата, яка визначає положення точки у момент часу  $t$ ;

$\zeta_6$  – довжина компенсаційної пружини у початковому положенні точки (у момент часу  $t_0 = 0$ );

$k$  – деякий безрозмірний коефіцієнт (тобто  $[k] = 1$ ), який не визначає теорія розмірностей;

$\gamma$  – певний «коефіцієнт зменшення діаметра» (звісно, що  $\gamma < 1$ );

$d_1$  – діаметр плунжера робочої камери м;

$\mathbf{V}$  – швидкість руху плунжера, розмірність якої  $[\mathbf{V}] = LT^{-1}$ , м/с;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, розмірність якого  $[\mu] = ML^{-1}T^{-1}$ , м<sup>2</sup>/с.

Тоді

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^{\lambda} \vec{F}_{ix} &= Q_0 \cdot \sin \frac{\pi \cdot t}{\tau} + c_6 \cdot (\ell_{\text{неод.}} - x - \zeta_6) - c_7 \cdot x - k \cdot \frac{\sqrt{\pi \cdot (1 - \gamma^2)}}{2} \cdot \mu \cdot d_1 \cdot \mathbf{V} = \\ &= Q_0 \cdot \sin \frac{\pi \cdot t}{\tau} - c_6 \cdot x + c_6 \cdot (\ell_{\text{неод.}} - \zeta_6) - c_7 \cdot x - k \cdot \frac{\sqrt{\pi \cdot (1 - \gamma^2)}}{2} \cdot \mu \cdot d_1 \cdot \mathbf{V} = \\ &= Q_0 \cdot \sin \frac{\pi \cdot t}{\tau} - (c_6 + c_7) \cdot x + c_6 \cdot (\ell_{\text{неод.}} - \zeta_6) - k \cdot \frac{\sqrt{\pi \cdot (1 - \gamma^2)}}{2} \cdot \mu \cdot d_1 \cdot \mathbf{V}. \end{aligned} \quad (2.30)$$

де  $c_6$  – коефіцієнти жорсткості компенсаційної пружини Н/м;

$c_7$  – коефіцієнти жорсткості робочої пружини Н/м;

$\tau$  – час руху плунжера ліворуч, сек;

$t$  – число повних циклів зміни сили втягування плунжера за  $2\pi$  секунд;

$Q_0$  – максимальне значення сили втягування плунжера (певна річ, розмірності  $[Q] = [Q_0] = MLT^{-2}$ ) Н;

$\ell_{\text{нед.}}$  – довжина недеформованої компенсаційної пружини, Н/м;

$x$  – координата, яка визначає положення точки у момент часу  $t$ ;

$\zeta_6$  – довжина компенсаційної пружини у початковому положенні точки (у момент часу  $t_0 = 0$ );

$k$  – деякий безрозмірний коефіцієнт (тобто  $[k] = 1$ ), який не визначає теорія розмірностей;

$\gamma$  – певний «коефіцієнт зменшення діаметра» (звісно, що  $\gamma < 1$ );

$d_1$  – діаметр плунжера робочої камери м;

$\mathbf{V}$  – швидкість руху плунжера, розмірність якої  $[\mathbf{V}] = LT^{-1}$ , м/с;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, розмірність якого  $[\mu] = ML^{-1}T^{-1}$ , м<sup>2</sup>/с.

Підставляючи останній вираз і значення  $a_x = \frac{d\mathbf{V}}{dt}$  у формулу (2.25),

отримаємо

диференціальне рівняння руху точки:

$$m \cdot \frac{d\mathbf{V}}{dt} = Q_0 \cdot \sin \frac{\pi \cdot t}{\tau} - (c_6 + c_7) \cdot x + c_6 \cdot (\ell_{\text{нед.}} - \zeta_6) - k \cdot \frac{\sqrt{\pi(1-\gamma^2)}}{2} \cdot \mu \cdot d_1 \cdot \mathbf{V} \quad (2.31)$$

де  $m$  – маса плунжера кг;

$t$  – число повних циклів зміни сили втягування плунжера за  $2\pi$  секунд;

$c_6$  – коефіцієнти жорсткості компенсаційної пружини Н/м;

$c_7$  – коефіцієнти жорсткості робочої пружини Н/м;

$\tau$  – час руху плунжера ліворуч, сек;

$Q_0$  – максимальне значення сили втягування плунжера (певна річ, розмірності

$[Q] = [Q_0] = MLT^{-2}$ ) Н;

$\ell_{6\text{неод.}}$  – довжина недеформованої компенсаційної пружини, Н/м;

$x$  – координата, яка визначає положення точки у момент часу  $t$  ;

$\zeta_6$  – довжина компенсаційної пружини у початковому положенні точки (у момент часу  $t_0 = 0$ ) м;

$k$  – деякий безрозмірний коефіцієнт (тобто  $[k] = 1$ ), який не визначає теорія розмірностей;

$\gamma$  – певний «коефіцієнт зменшення діаметра» (звісно, що  $\gamma < 1$ );

$d_1$  – діаметр плунжера робочої камери м;

$\mathbf{V}$  – швидкість руху плунжера, розмірність якої  $[\mathbf{V}] = LT^{-1}$ , м/с;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, розмірність якого  $[\mu] = ML^{-1}T^{-1}$ , м<sup>2</sup>/с.

а, розділивши обидві частини його на  $m$  і виконавши відповідні перетворення, дістанемо, що

$$\frac{d\mathbf{V}}{dt} = \frac{Q_0}{m} \cdot \sin \frac{\pi \cdot t}{\tau} - \frac{(c_6 + c_7)}{m} \cdot x + \frac{c_6 \cdot (\ell_{6\text{неод.}} - \zeta_6)}{m} - k \cdot \frac{\sqrt{\pi \cdot (1 - \gamma^2)}}{2 \cdot m} \cdot \mu \cdot d_1 \cdot \mathbf{V} \quad (2.32)$$

де  $m$  – маса плунжера кг;

$t$  – число повних циклів зміни сили втягування плунжера за  $2\pi$  секунд;

$c_6$  – коефіцієнти жорсткості компенсаційної пружини Н/м;

$c_7$  – коефіцієнти жорсткості робочої пружини Н/м;

$\tau$  – час руху плунжера ліворуч, сек;

$Q_0$  – максимальне значення сили втягування плунжера (певна річ,

розмірності  $[Q] = [Q_0] = MLT^{-2}$ ) Н;

$\ell_{6\text{неод.}}$  – довжина недеформованої компенсаційної пружини, Н/м;

$x$  – координата, яка визначає положення точки у момент часу  $t$  ;

$\zeta_6$  – довжина компенсаційної пружини у початковому положенні точки (у момент часу  $t_0 = 0$ );

$k$  – деякий безрозмірний коефіцієнт (тобто  $[k] = 1$ ), який не визначає теорія розмірностей;

$\gamma$  – певний «коефіцієнт зменшення діаметра» (звісно, що  $\gamma < 1$ );

$d_1$  – діаметр плунжера робочої камери м;

$\mathbf{v}$  – швидкість руху плунжера, розмірність якої  $[\mathbf{v}] = LT^{-1}$ , м/с;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, розмірність якого  $[\mu] = ML^{-1}T^{-1}$ , м<sup>2</sup>/с.

та

$$\frac{d\mathbf{v}}{dt} + k \cdot \frac{\sqrt{\pi \cdot (1 - \gamma^2)}}{2 \cdot m} \cdot \mu \cdot d_1 \cdot \mathbf{v} + \frac{c_6 + c_7}{m} \cdot x = \frac{Q_0}{m} \cdot \sin \frac{\pi \cdot t}{\tau} + \frac{c_6 \cdot (\ell_{6 \text{ нед.}} - \zeta_6)}{m} \quad (2.33)$$

де  $m$  – маса плунжера кг;

$t$  – число повних циклів зміни сили втягування плунжера за  $2\pi$  секунд;

$c_6$  – коефіцієнти жорсткості компенсаційної пружини Н/м;

$c_7$  – коефіцієнти жорсткості робочої пружини Н/м;

$\tau$  – час руху плунжера ліворуч, сек;

$Q_0$  – максимальне значення сили втягування плунжера (певна річ,

розмірності  $[Q] = [Q_0] = MLT^{-2}$ ) Н;

$\ell_{6 \text{ нед.}}$  – довжина недеформованої компенсаційної пружини, Н/м;

$x$  – координата, яка визначає положення точки у момент часу  $t$ ;

$\zeta_6$  – довжина компенсаційної пружини у початковому положенні точки (у момент часу  $t_0 = 0$ );

$k$  – деякий безрозмірний коефіцієнт (тобто  $[k] = 1$ ), який не визначає теорія розмірностей;

$\gamma$  – певний «коефіцієнт зменшення діаметра» (звісно, що  $\gamma < 1$ );

$d_1$  – діаметр плунжера робочої камери м;

$\mathbf{V}$  – швидкість руху плунжера, розмірність якої  $[\mathbf{V}] = LT^{-1}$ , м/с;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, розмірність якого  $[\mu] = ML^{-1}T^{-1}$ , м<sup>2</sup>/с.

Отримане рівняння (2.33) і є диференціальним рівнянням руху плунжера  $I$  ліворуч у канонічному вигляді або математичною моделлю цього механічного руху.

Якщо запровадити традиційні для теорії коливань (2.16) позначення

$$k \cdot \frac{\sqrt{\pi \cdot (1 - \gamma^2)}}{2 \cdot m} \cdot \mu \cdot d_1 = 2 \cdot n_{\text{лів.}}, \quad \frac{c_6 + c_7}{m} = k^2 \quad \text{і} \quad (2.34)$$

$$\frac{Q_0}{m} = h$$

де  $m$  – маса плунжера кг;

$c_6$  – коефіцієнти жорсткості компенсаційної пружини Н/м;

$c_7$  – коефіцієнти жорсткості робочої пружини Н/м;

$Q_0$  – максимальне значення сили втягування плунжера (певна річ,

розмірності  $[Q] = [Q_0] = MLT^{-2}$ ) Н;

$k$  – деякий безрозмірний коефіцієнт (тобто  $[k] = 1$ ), який не визначає теорія розмірностей;

$n_{\text{лів.}}$  – коефіцієнт затухання, який характеризує опір матеріалу при малих швидкостях руху матеріальної точки під час руху ліворуч;

$h$  – найбільше значення, яке визначає максимальну величину прискорення руху розглядуваної точки  $a_{\text{max}} = h + C_1$ ;

$\gamma$  – певний «коефіцієнт зменшення діаметра» (звісно, що  $\gamma < 1$ );

$d_1$  – діаметр плунжера робочої камери м;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, розмірність якого  $[\mu] = ML^{-1}T^{-1}$ , м<sup>2</sup>/с.

та умовно прийняти, що

$$\frac{c_6 \cdot (\ell_{6 \text{ нед.}} - \zeta_6)}{m} = C_1 = \text{const}, \quad (2.35)$$

де  $m$  – маса плунжера кг;

$c_6$  – коефіцієнти жорсткості компенсаційної пружини Н/м;

$\ell_{6 \text{ нед.}}$  – довжина недеформованої компенсаційної пружини, Н/м;

$\zeta_6$  – довжина компенсаційної пружини у початковому положенні точки (у момент часу  $t_0 = 0$ );

$C_1$  – вільний радикал першого циклу перекачування.

то отриманому вище диференціальному рівнянню руху плунжера  $I$  ліворуч можна надати більш стислому вигляду

$$\frac{d\mathbf{V}}{dt} + 2 \cdot n_{\text{лів.}} \cdot \mathbf{V} + k^2 \cdot x = h \cdot \sin \frac{\pi \cdot t}{\tau} + C_1. \quad (2.36)$$

де  $k$  – деякий безрозмірний коефіцієнт (тобто  $[k] = 1$ ), який не визначає теорія розмірностей;

$n_{\text{лів.}}$  – коефіцієнт затухання, який характеризує опір матеріалу при малих швидкостях руху матеріальної точки під час руху ліворуч;

$\mathbf{V}$  – швидкість руху плунжера, розмірність якої  $[\mathbf{V}] = LT^{-1}$ , м/с;

$t$  – число повних циклів зміни сили втягування плунжера за  $2\pi$  секунд;

$C_1$  – вільний радикал;

$h$  – найбільше значення, яке визначає максимальну величину прискорення руху розглядуваної точки  $a_{\text{max}} = h + C_1$ ;

$x$  – координата, яка визначає положення точки у момент часу  $t$ ;

$\tau$  – час руху плунжера ліворуч, сек.

З'ясуємо розмірності фізичних величин  $n_{\text{лів.}}$ ,  $k$ ,  $h$  і  $C_1$ . Відповідно до наведених вище формул

$$n_{\text{лів.}} = k \cdot \frac{\sqrt{\pi \cdot (1 - \gamma^2)}}{4 \cdot m} \cdot \mu \cdot d_1, \text{ а } k = \sqrt{\frac{c_6 + c_7}{m}}. \quad (2.37)$$

де  $k$  – деякий безрозмірний коефіцієнт (тобто  $[k] = 1$ ), який не визначає теорія розмірностей;

$\gamma$  – певний «коефіцієнт зменшення діаметра» (звісно, що  $\gamma < 1$ );

$m$  – маса плунжера кг;

$d_1$  – діаметр плунжера робочої камери м;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, розмірність якого  $[\mu] = ML^{-1}T^{-1}$ , м<sup>2</sup>/с;

$c_6$  – коефіцієнти жорсткості компенсаційної пружини Н/м;

$c_7$  – коефіцієнти жорсткості робочої пружини Н/м.

Тоді

$$\begin{aligned} [n_{\text{лів.}}] &= [k] \cdot \frac{1}{[m]} \cdot [\mu] \cdot [d_1] = 1 \cdot \frac{1}{M} \cdot ML^{-1}T^{-1} \cdot L = \frac{M \cdot L}{M \cdot L \cdot T} = \frac{1}{T} = T^{-1}, \\ [k] &= \sqrt{\frac{[c_6] + [c_7]}{[m]}} = \sqrt{\frac{M \cdot T^{-2} + M \cdot T^{-2}}{M}} = \sqrt{\frac{M \cdot T^{-2}}{M}} = \sqrt{T^{-2}} = T^{-1}, \\ [h] &= \frac{[Q_0]}{[m]} = \frac{MLT^{-2}}{M} = L \cdot T^{-2}, \\ [C_1] &= \frac{[c_6] \cdot ([\ell_{\text{неод.}}] - [\zeta_6])}{[m]} = \frac{MT^{-2} \cdot (L - L)}{M} = \frac{MT^{-2} \cdot L}{M} = L \cdot T^{-2}. \end{aligned} \quad (2.38)$$

де  $m$  – маса плунжера кг;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, м<sup>2</sup>/с;

$d_1$  – діаметр плунжера робочої камери м;

$M$  – маса плунжера кг;

$L$  – довжина робочої та компенсаційної пружин м;

$T$  – циклічна (кругова) частота власних коливань матеріальної точки Гц;

$C_6$  – коефіцієнт жорсткості компенсаційної пружини Н/м;

$C_7$  – коефіцієнт жорсткості робочої пружини Н/м;

$Q_0$  – максимальне значення сили втягування плунжера Н;

$\ell_{\text{нео}}$  – довжина недеформованої компенсаційної пружини м;

$\zeta_6$  – довжина компенсаційної пружини у початковому положенні плунжера м;

$C_1$  – вільний радикал;

$n_{\text{лів.}}$  – коефіцієнт затухання, який характеризує опір матеріалу при малих швидкостях руху матеріальної точки під час руху ліворуч;

$k$  – циклічна (кругова) частота власних коливань матеріальної точки на пружині з коефіцієнтом жорсткості  $c_{\text{екв.}} = c_6 + c_7$ ;

$h$  – найбільше значення, яке визначає максимальну величину прискорення руху розглядуваної точки  $a_{\text{max}} = h + C_1$ .

Звернімо увагу, що величини  $k$  й  $n_{\text{лів.}}$  мають однакові розмірності, що дозволяє у разі необхідності порівнювати ці величини. Однакові розмірності мають і величини  $h$  та  $C_1$ , що і має бути.

У теорії коливань згідно з (2.16) фізичні величини  $n_{\text{лів.}}$ ,  $k$  і  $h$  мають такі механічні змісти:

$n_{\text{лів.}}$  – коефіцієнт затухання, який характеризує опір матеріалу при малих швидкостях руху матеріальної точки під час руху ліворуч;

$k$  – циклічна (кругова) частота власних коливань матеріальної точки на пружині з коефіцієнтом жорсткості  $c_{\text{екв.}} = c_6 + c_7$ ;

$h$  – найбільше значення, яке визначає максимальну величину прискорення руху розглядуваної точки  $a_{max} = h + C_1$ .

Розв'яжемо рівняння (2.36) і побудуємо графік зміни швидкості плунжера при русі ліворуч із врахуванням початкових умов:

$$\begin{cases} \mathbf{v}_{(0)} = 0; \\ P_{(0)} = P_{min}; \\ x_{(0)} = 0. \end{cases}, \quad (2.39)$$

де  $V_{(0)}$  – початкова швидкість плунжера, м/с;

$x_{(0)}$  – початкове положення плунжера в момент часу  $t$ ;

$P_{(0)}$  – початковий тиск матеріалу на нагнітальний клапан, атм;

$P_{min}$  – мінімальний тиск що необхідний для відкриття нагнітального клапана, атм.

На рис. 2.5. зображено загальний вид залежності швидкості перекачування від часу для аргументу функції в межах номінальних параметрів насоса.

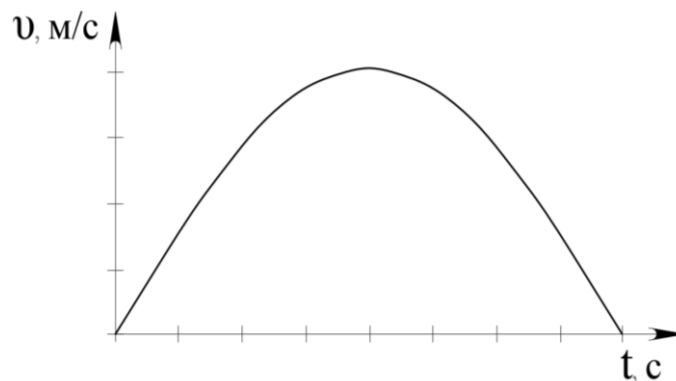


Рис. 2.5 – Графік зміни в часі швидкості плунжера при його русі ліворуч.

Використовуючи числові значення розглянутих вище величин, можемо виконати розрахунки швидкості плунжера ліворуч за теоретичними залежностями. На рисунку 2.5 показано теоретичний графік залежності зміни в часі швидкості плунжера при його русі ліворуч. Це зроблено для випадків руху плунжера ліворуч, на основі маси плунжера  $m$ , кг; число повних циклів

зміни сили втягування плунжера за  $2\pi t$ , сек, коефіцієнти жорсткості компенсаційної пружини  $c$ , Н/м; та коефіцієнти жорсткості робочої пружини  $c$ , Н/м, час руху плунжера ліворуч  $\tau$ , сек, максимальне значення сили втягування плунжера  $Q_0$ , Н, довжина недеформованої компенсаційної пружини  $l_{\text{нед}}$ , Н/м, координата, яка визначає положення точки у момент часу  $t$ ,  $X$ , довжина компенсаційної пружини у початковому положенні точки  $\zeta_6$ , м, деякий безрозмірний коефіцієнт  $k$ , певний «коефіцієнт зменшення діаметра»  $\gamma$ , діаметр плунжера робочої камери  $d_1$ , м, швидкість руху плунжера  $V$ , м/с, що безпосередньо відповідає величині  $\mu$ , м<sup>2</sup>/с. Згідно з отриманим графіком встановлено, що найбільш вагомий вплив на переміщення плунжера ліворуч має максимальне значення сили втягування плунжера.

Отже, залежність (2.32) дозволяє визначати швидкість плунжера в першому циклі перекачування диференційного насоса, якщо відомі кінематичні характеристики складових диференційного насоса електромагнітної дії.

Таким чином було отримано математичну модель руху плунжера у першому напівциклі, а загальний вигляд графіку отриманої функції побудовано на рис. 2.5.

*Другий цикл перекачування. Рух плунжера праворуч.* Тепер розглянемо рух точки праворуч із її крайнього лівого положення, яке зображено на рисунку 2.3, а та на рисунку 2.3, б зобразимо розрахункову схему цього руху, обравши систему координат  $Ox$  з умов, аналогічних до розгляду руху точки ліворуч. За такого вибору системи відліку початкові умови руху:

$$x_0 = 0 \quad \text{і} \quad \dot{x}_0 = 0, \quad (2.40)$$

де  $x_0$  – координата, що визначає положення точки в момент часу  $t_0 = 0$ ;

$\dot{x}_0$  – проєкція на вісь  $Ox$  початкової швидкості  $\vec{V}_0$  (звісно, оскільки  $\mathbf{V}_0 = 0$ , то і  $\dot{x}_0 = 0$ ).

а на матеріальну точку діють (див. рис. 2.3,б) сили  $\vec{F}_{np.7}$ ,  $\vec{F}_{np.6}$  і  $\vec{F}_{on}$ .

Відповідно до закону Гука [5, 11]

$$\vec{F}_{np.7} = c_7 \cdot \Delta l_7 \quad \text{і} \quad \vec{F}_{np.6} = c_6 \cdot \Delta l_6, \quad (2.41)$$

де  $c_7$  – коефіцієнти жорсткості робочої пружини Н/м;

$c_6$  – коефіцієнти жорсткості компенсаційної пружини Н/м;

$\Delta l_7$  – деформація робочої пружини у довільний момент часу  $t$ ;

$\Delta l_6$  – деформація компенсаційної пружини у довільний момент часу  $t$ .

З рисунка ж 2.3, б очевидно, що

$$\Delta l_6 = x \quad (2.42)$$

де  $x$  – координата, яка визначає положення точки у момент часу  $t$ .

$$\Delta l_7 = l_{7нед.} - l_7 = l_{7нед.} - (\zeta_7 + x) = l_{7нед.} - \zeta_7 - x \quad (2.43)$$

де  $x$  – координата, яка визначає положення точки у момент часу  $t$ ;

$l_{7нед.}$  – довжина недеформованої робочої пружини, Н/м;

$l_7$  – довжина робочої пружини у момент часу  $t$ , Н/м;

$\zeta_7$  – довжина робочої пружини у початковому положенні точки (у момент часу  $t_0 = 0$ ).

Урахувавши встановлені значення  $\Delta l_7$  і  $\Delta l_6$ , дістанемо

$$\vec{F}_{np.7} = c_7 \cdot (l_{7нед.} - \zeta_7 - x), \quad (2.44)$$

де  $x$  – координата, яка визначає положення точки у момент часу  $t$ ;

$l_{7нед.}$  – довжина недеформованої робочої пружини, Н/м;

$\zeta_7$  – довжина робочої пружини у початковому положенні точки (у момент часу  $t_0 = 0$ );

$c_7$  – коефіцієнти жорсткості робочої пружини Н/м.

$$\vec{F}_{np.6} = c_6 \cdot x. \quad (2.45)$$

де  $c_6$  – коефіцієнти жорсткості компенсаційної пружини Н/м;

$x$  – координата, яка визначає положення точки у момент часу  $t$ .

Модуль сили  $\vec{F}_{on}$  опору матеріалу рухові точки знову визначає формула

$$\vec{F}_{on} = k \cdot \mathbf{V} \cdot \mu \cdot \sqrt{S}, \quad (2.46)$$

де  $\mathbf{V}$  – швидкість руху плунжера, розмірність якої  $[\mathbf{V}] = LT^{-1}$ , м/с;

$S$  – площа тиску плунжера на робоче середовище (матеріал), розмірність якої  $[S] = L^2$ , мм<sup>2</sup>;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, розмірність якого  $[\mu] = ML^{-1}T^{-1}$ , м<sup>2</sup>/с;

$k$  – деякий безрозмірний коефіцієнт (тобто  $[k] = 1$ ), який не визначає теорія розмірностей.

А з рисунка 2.4 зрозуміло, що при русі плунжера  $I$  праворуч площа його тиску на робоче середовище (матеріал)

$$S = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4}. \quad (2.47)$$

де  $d_2$  – діаметр плунжера компенсаційної камери м.

Тоді у цьому разі

$$\vec{F}_{on} = k \cdot \mathbf{V} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} = \frac{k \cdot \mathbf{V} \cdot \mu \cdot d_2 \cdot \sqrt{\pi}}{2} \quad (2.48)$$

де  $d_2$  – діаметр плунжера компенсаційної камери м;

$\mathbf{V}$  – швидкість руху плунжера, розмірність якої  $[\mathbf{V}] = LT^{-1}$ , м/с;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, розмірність якого  $[\mu] = ML^{-1}T^{-1}$ , м<sup>2</sup>/с;

$k$  – деякий безрозмірний коефіцієнт (тобто  $[k] = 1$ ), який не визначає теорія розмірностей.

або

$$\vec{F}_{on} = k \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \mu \cdot d_2 \cdot \mathbf{V}. \quad (2.49)$$

де  $d_2$  – діаметр плунжера компенсаційної камери м;

$\mathbf{V}$  – швидкість руху плунжера, розмірність якої  $[\mathbf{V}] = LT^{-1}$ , м/с;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, розмірність якого  $[\mu] = ML^{-1}T^{-1}$ , м<sup>2</sup>/с;  
 $k$  – деякий безрозмірний коефіцієнт (тобто  $[k] = 1$ ), який не визначає теорія розмірностей.

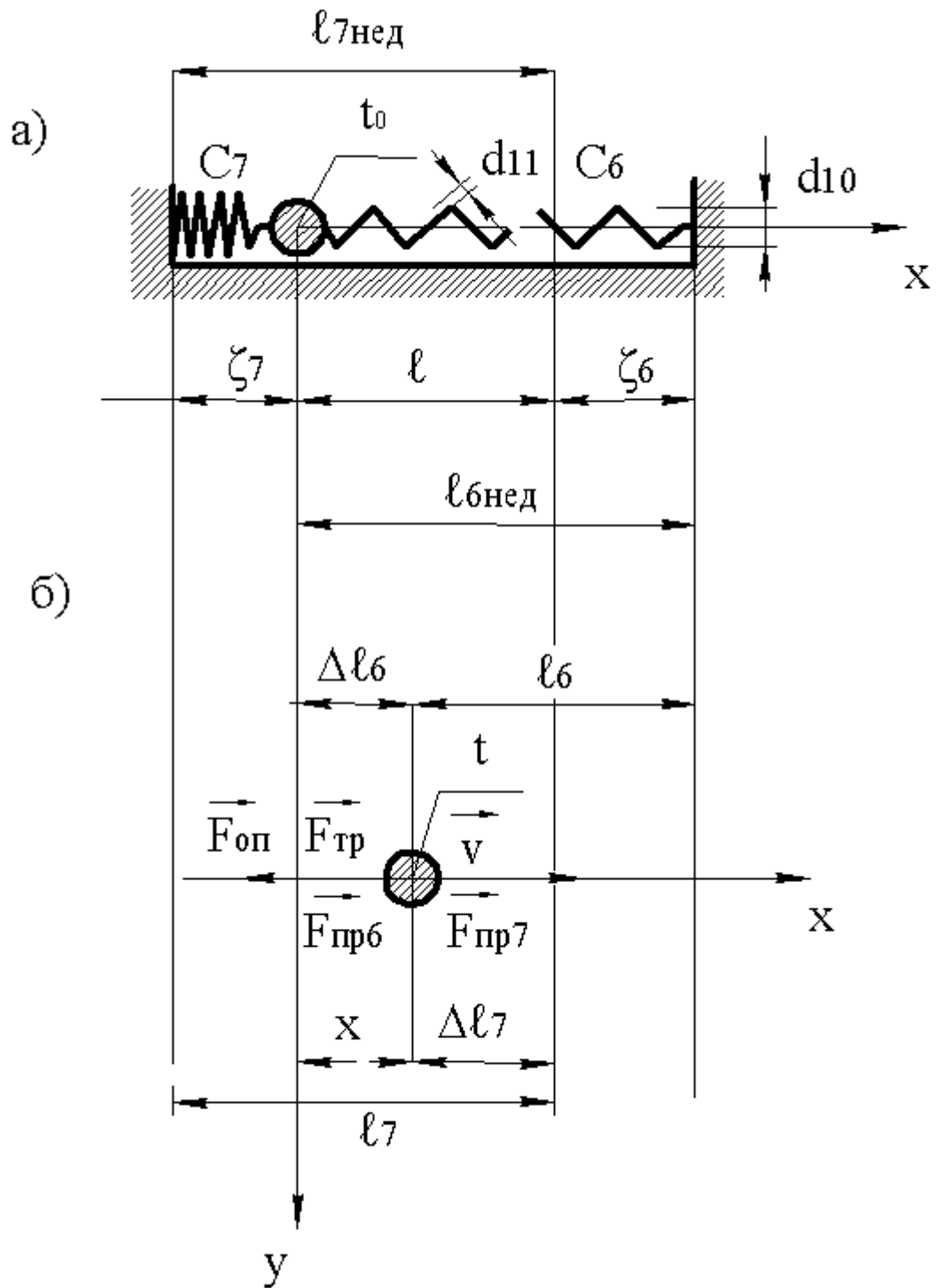


Рис. 2.6 – Розрахункова схема при русі плунжера праворуч: а) крайнє ліве положення; б) довільне положення при русі вправо.

Один кінець плунжера має діаметр  $d_1$ , а інший має діаметр  $d_2$ , діаметри відносяться один до одного як  $d_1 > d_2$ . Тоді опір матеріалу руху плунжера, силу опору компенсаційної пружини, силу тертя плунжера диференційного насоса можна знайти, по подальших залежностях (2.49) і (2.41) і (3.12) ці залежності залежать від аргументів: діаметр плунжера компенсаційної камери  $d_2$ , швидкість руху плунжера  $V$ , коефіцієнт динамічної в'язкості  $\mu$ , деякий безрозмірний коефіцієнт  $k$ , деформація компенсаційної пружини  $\Delta l_6$ , коефіцієнти жорсткості компенсаційної пружини  $C_6$ , маса плунжера  $m$ , гравітаційна стала  $g$ , кут нахилу плунжера  $\alpha$ , коефіцієнт тертя  $k$  (рис. 2.6). Таким чином у результаті отримуємо силу опору матеріалу  $\vec{F}_{on}$ , силу опору компенсаційної пружини  $\vec{F}_{np.7}$ , силу тертя  $\vec{F}_{mp}$  що прикладена до правої частини плунжера, і створюється густиною матеріалу  $\rho$ , внутрішнім діаметром компенсаційної пружини  $d_{10}$ , діаметром дроту з якого було виготовлено компенсаційну пружину  $d_{11}$ , кількістю витків компенсаційної пружини  $n_2$ , марка сталі з якої виготовлено компенсаційну пружину, нормальною реакцією стінки корпусу диференційного насоса  $\vec{N}$ .

Записуємо другий закон Ньютона  $m \cdot \vec{a} = \sum_{i=1}^{\lambda} \vec{F}_i$  у проєкції на вісь  $Ox$  :

$$m \cdot a_x = \sum_{i=1}^{\lambda} \vec{F}_{ix}, \quad (2.50)$$

де  $m$  – маса плунжера кг;

$a_x$  – проєкція прискорення руху точки на вісь  $Ox$ , м/с<sup>2</sup>;

$\lambda$  – кількість чинних сил;

$\vec{F}_{ix}$  – проєкція  $i$  – тої сили  $\vec{F}_i$  на вісь  $Ox$ , Н.

А з розрахункової схеми (див. рис. 2.6,б) встановлюємо, що у цьому разі

$$\sum_{i=1}^{\lambda} \vec{F}_{ix} = \vec{F}_{np.7} - \vec{F}_{np.6} - \vec{F}_{on}, \quad (2.51)$$

де  $\vec{F}_{np.6}$  – модуль сили пружності компенсаційної пружини Н;

$\vec{F}_{np.7}$  – модуль сили пружності робочої пружини Н;

$\vec{F}_{on}$  – модуль сили опору перекачувального матеріалу Н.

Ураховавши встановлені значення сил,

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^{\lambda} \vec{F}_{ix} &= c_7 \cdot (\ell_{7нед.} - \zeta_7 - x) - c_6 \cdot x - k \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \mu \cdot d_2 \cdot \mathbf{V} = \\ &= c_7 \cdot (\ell_{7нед.} - \zeta_7) - c_7 \cdot x - c_6 \cdot x - k \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \mu \cdot d_2 \cdot \mathbf{V} = \\ &= c_7 \cdot (\ell_{7нед.} - \zeta_7) - (c_7 + c_6) \cdot x - k \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \mu \cdot d_2 \cdot \mathbf{V}. \end{aligned} \quad (2.52)$$

де  $c_6$  – коефіцієнти жорсткості компенсаційної пружини Н/м;

$c_7$  – коефіцієнти жорсткості робочої пружини Н/м;

$\ell_{7нед.}$  – довжина недеформованої робочої пружини, Н/м;

$x$  – координата, яка визначає положення точки у момент часу  $t$ ;

$\zeta_7$  – довжина робочої пружини у початковому положенні точки (у момент часу  $t_0 = 0$ );

$k$  – деякий безрозмірний коефіцієнт (тобто  $[k] = 1$ ), який не визначає теорія розмірностей;

$d_2$  – діаметр плунжера компенсаційної камери м;

$\mathbf{V}$  – швидкість руху плунжера, розмірність якої  $[\mathbf{V}] = LT^{-1}$ , м/с;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, розмірність якого  $[\mu] = ML^{-1}T^{-1}$ , м<sup>2</sup>/с.

Підставляючи останній вираз і значення  $a_x = \frac{d\mathbf{V}}{dt}$  у формулу (2.52),

отримаємо диференціальне рівняння руху точки у вигляді

$$m \cdot \frac{d\mathbf{V}}{dt} = c_7 \cdot (\ell_{7нед.} - \zeta_7) - (c_7 + c_6) \cdot x - k \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \mu \cdot d_2 \cdot \mathbf{V} \quad (2.53)$$

де  $m$  – маса плунжера кг;

$t$  – число повних циклів зміни сили втягування плунжера за  $2\pi$  секунд;

$c_6$  – коефіцієнт жорсткості компенсаційної пружини Н/м;

$c_7$  – коефіцієнт жорсткості робочої пружини Н/м;

$\ell_{7\text{неод.}}$  – довжина недеформованої робочої пружини, Н/м;

$x$  – координата, яка визначає положення точки у момент часу  $t$ ;

$\zeta_7$  – довжина робочої пружини у початковому положенні точки (у момент часу  $t_0 = 0$ ) м;

$k$  – деякий безрозмірний коефіцієнт (тобто  $[k] = 1$ ), який не визначає теорія розмірностей;

$d_2$  – діаметр плунжера компенсаційної камери м;

$\mathbf{V}$  – швидкість руху плунжера, розмірність якої  $[\mathbf{V}] = LT^{-1}$ , м/с;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, розмірність якого  $[\mu] = ML^{-1}T^{-1}$ , м<sup>2</sup>/с.

Розділивши обидві частини його на  $m$  і виконавши відповідні перетворення, дістанемо

$$\frac{d\mathbf{V}}{dt} = \frac{c_7 \cdot (\ell_{7\text{неод.}} - \zeta_7)}{m} - \frac{(c_7 + c_6)}{m} \cdot x - k \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2 \cdot m} \cdot \mu \cdot d_2 \cdot \mathbf{V}, \quad (2.54)$$

та

$$\frac{d\mathbf{V}}{dt} + k \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2 \cdot m} \cdot \mu \cdot d_2 \cdot \mathbf{V} + \frac{c_7 + c_6}{m} \cdot x = \frac{c_7 \cdot (\ell_{7\text{неод.}} - \zeta_7)}{m}.$$

де  $m$  – маса плунжера кг;

$t$  – число повних циклів зміни сили втягування плунжера за  $2\pi$  секунд;

$c_6$  – коефіцієнти жорсткості компенсаційної пружини Н/м;

$c_7$  – коефіцієнти жорсткості робочої пружини Н/м;

$\ell_{7\text{неод.}}$  – довжина недеформованої робочої пружини, Н/м;

$x$  – координата, яка визначає положення точки у момент часу  $t$ ;

$\zeta_7$  – довжина робочої пружини у початковому положенні точки (у момент часу  $t_0 = 0$ );

$k$  – деякий безрозмірний коефіцієнт (тобто  $[k] = 1$ ), який не визначає теорія розмірностей;

$d_2$  – діаметр плунжера компенсаційної камери м;

$\mathbf{V}$  – швидкість руху плунжера, розмірність якої  $[\mathbf{V}] = LT^{-1}$ , м/с;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, розмірність якого  $[\mu] = ML^{-1}T^{-1}$ , м<sup>2</sup>/с.

Отримане рівняння (2.54) і є диференціальним рівнянням руху плунжера  $I$  праворуч у канонічному вигляді або математичною моделлю цього механічного руху.

Знову, якщо запровадити традиційні для теорії коливань позначення

$$k \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2 \cdot m} \cdot \mu \cdot d_2 = 2 \cdot n_{np.} \quad \text{і} \quad \frac{c_7 + c_6}{m} = k^2 \quad (2.55)$$

де  $m$  – маса плунжера кг;

$c_6$  – коефіцієнти жорсткості компенсаційної пружини Н/м;

$c_7$  – коефіцієнти жорсткості робочої пружини Н/м;

$k$  – деякий безрозмірний коефіцієнт (тобто  $[k] = 1$ ), який не визначає теорія розмірностей;

$d_2$  – діаметр плунжера компенсаційної камери м;

$n_{np.}$  – коефіцієнт затухання, який характеризує опір матеріалу при малих швидкостях руху матеріальної точки під час руху праворуч;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, розмірність якого  $[\mu] = ML^{-1}T^{-1}$ , м<sup>2</sup>/с.

А також умовно прийняти, що

$$\frac{c_7 \cdot (\ell_{7нед.} - \zeta_7)}{m} = C_2 = const, \quad (2.56)$$

де  $m$  – маса плунжера кг;

$c_7$  – коефіцієнти жорсткості робочої пружини Н/м;

$\ell_{7нед.}$  – довжина недеформованої робочої пружини, Н/м;

$\zeta_7$  – довжина робочої пружини у початковому положенні точки (у момент часу  $t_0 = 0$ );

$C_2$  – вільний радикал другого циклу перекачування.

Тоді отриманому вище диференціальному рівнянню руху плунжера  $I$  праворуч можна надати наступного вигляду:

$$\frac{d\mathbf{V}}{dt} + 2 \cdot n_{np.} \cdot \mathbf{V} + k^2 \cdot x = C_2, \quad (2.57)$$

де  $\mathbf{V}$  – швидкість руху плунжера, розмірність якої  $[\mathbf{V}] = LT^{-1}$ , м/с;

$t$  – число повних циклів зміни сили втягування плунжера за  $2\pi$  секунд;

$n_{np.}$  – коефіцієнт затухання, який характеризує опір матеріалу при малих швидкостях руху матеріальної точки під час руху праворуч;

$k$  – деякий безрозмірний коефіцієнт (тобто  $[k] = 1$ ), який не визначає теорія розмірностей;

$x$  – координата, яка визначає положення точки у момент часу  $t$ ;

$C_2$  – вільний радикал другого циклу перекачування.

У цій залежності розмірності фізичних величин  $n_{np.}$ ,  $k$  і  $C_2$  та їх механічні змісти, аналогічні до встановлених вище.

Загальний вид залежності, що показує зміну швидкості плунжера в часі у повному циклі для аргументу функції в межах номінальних параметрів насоса, зображений на рис. 2.7.

Використовуючи числові значення розглянутих вище величин, можемо виконати розрахунки швидкості плунжера праворуч за теоретичними залежностями. На рисунку 2.7 показано теоретичний графік залежності зміни в часі швидкості плунжера у повному циклі його руху. Це зроблено для випадків руху плунжера праворуч, на основі маси плунжера  $m$ , кг; число повних циклів зміни сили втягування плунжера за  $2\pi t$ , сек, коефіцієнт жорсткості компенсаційної пружини  $s$ , Н/м; та коефіцієнт жорсткості робочої пружини  $s$ , Н/м, довжина недеформованої робочої пружини  $\ell_{7neo}$ , Н/м,

координата, яка визначає положення точки у момент часу  $X$ , сек, довжина робочої пружини у початковому положенні точки  $\zeta_7$ , м, деякий безрозмірний коефіцієнт  $k$ , діаметр плунжера компенсаційної камери  $d_2$ , м, швидкість руху плунжера  $V$ , м/с, що безпосередньо відповідає величини  $\mu$ , м<sup>2</sup>/с. Згідно з отриманим графіком встановлено, що найбільш вагомий вплив на швидкість плунжера праворуч має коефіцієнт жорсткості робочої пружини.

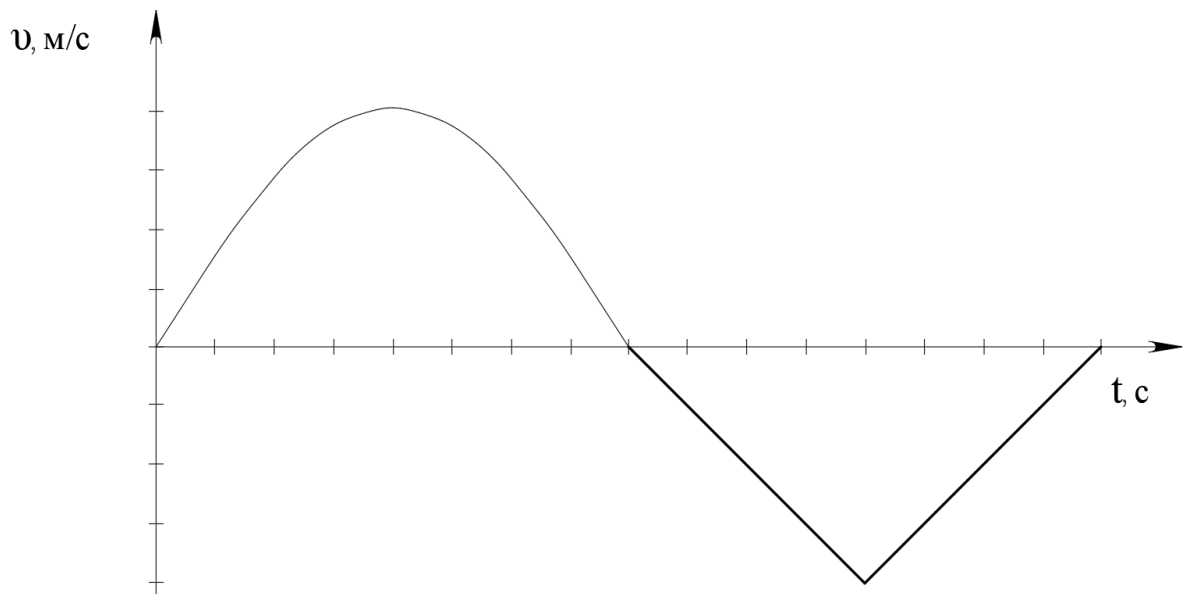


Рис. 2.7 – Графік зміни в часі швидкості плунжера у повному циклі його руху.

Отже, залежність (2.53) дозволяє визначити швидкість руху плунжера праворуч диференційного насоса, якщо відомі кінематичні характеристики складових диференційного насоса електромагнітної дії.

Отже, одержана залежність (2.57), яка є математичною моделлю руху плунжера у другому напівциклі.

### 2.3 Розрахунок сили магнітного потоку, що діє на осердя диференційного насоса електромагнітної дії

Для розрахунку електромагнітної сили, розглянемо рисунок 2.10.

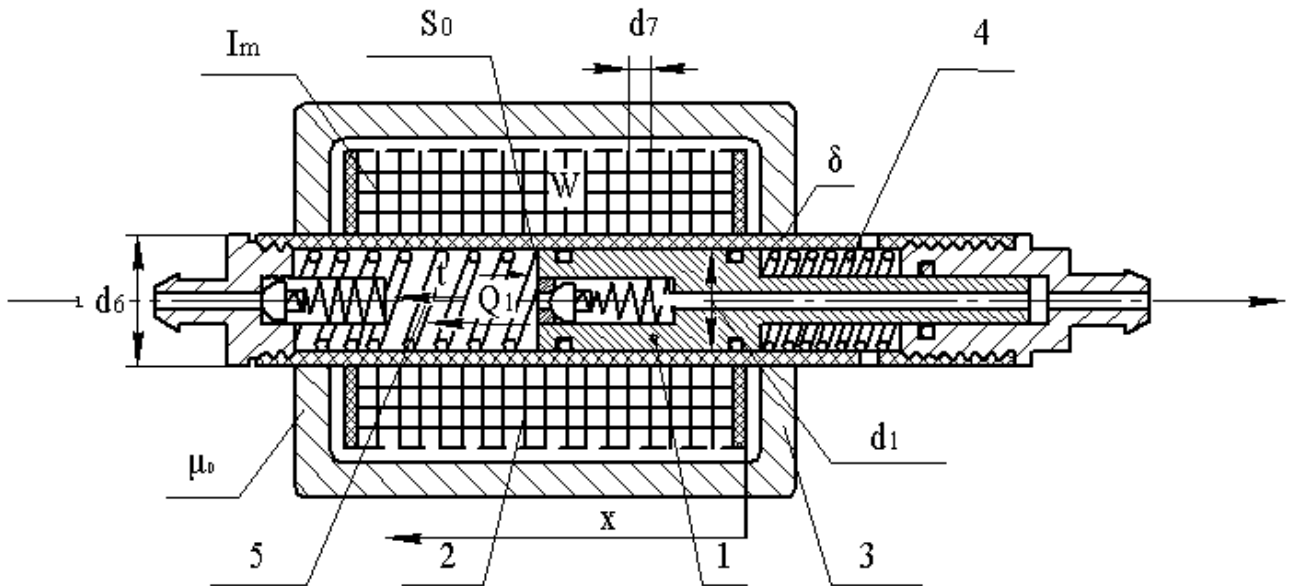


Рис. 2.10 – Кінематична схема сили втягування плунжера: 1 – плунжер; 2 – котушка; 3 – магнітопровід котушки; 4 – компенсаційна пружина; 5 – робоча пружина.

Котушка має діаметр  $d_6$ , а плунжер має діаметр  $d_1$ , діаметри відносяться один до одного як  $d_6 > d_1$ . Тоді електромагнітна сила що прикладена до плунжера, диференційного насоса можна знайти, по наступній залежності (2.61) ці залежності залежать від аргументів: кількість витків котушки  $W$ , сила дії магнітного поля на плунжер  $\bar{Q}_1$ , діелектрична проникність матеріалу  $\mu_0$ , площа кільця штока  $S_0$ , координата, яка визначає положення точки у момент часу  $X$ , миттєве значення струму  $i$ , амплітудне значення струму  $I_m$ , час руху плунжера ліворуч  $t$  (рис. 2.10). Таким чином у результаті отримаємо електромагнітну силу  $Q_1$ , що прикладена до плунжера, і створюється діаметром дроту з якого виготовлено котушку  $d_7$ .

Електромагнітна сила  $Q_1$  – це градієнт від енергії  $W_m$  магнітного поля, котра (внаслідок великого повітряного про шарку) буде зосереджена в цьому про шарку [16, 17, 18, 19, 20]. Енергія магнітного поля  $W_m$  [Дж], за законом збереження енергії буде дорівнювати електричній енергії.

$$W_m = \frac{L \cdot i^2}{2}; \quad (2.58)$$

де  $L$  – магнітна індукція [Гн];

$i$  – струм який проходить крізь витки котушки [А].

$$L = \frac{W^2}{R_m}, \quad (2.59)$$

де  $W$  – кількість витків котушки;

$R_m$  – опір котушки [Ом].

$$R_m \approx \frac{\ell_o}{\mu_o \cdot S_o} = \frac{X}{\mu_o \cdot S_o}, \quad (2.60)$$

де  $\mu_o$  – магнітна проникність матеріалу;

$\ell_o$  – довжина котушки [м];

$X$  – координата, яка визначає положення точки у момент часу  $t$ ;

$S_o \approx$  – площа перерізу штока. [ $\mu^2$ ].

Тоді електромагнітна сила  $Q_1$  [Тл], як  $\frac{dW_m}{dX}$  буде дорівнювати:

$$Q_1 \cong \frac{d}{dX} \left( \frac{W^2 \cdot \mu_o \cdot S_o \cdot i^2}{X \cdot 2} \right) = -\frac{1}{x} \cdot \frac{W^2 \cdot \mu_o \cdot S_o}{2} \cdot i^2(t) \cdot \frac{1}{X^2} = -$$

$$\frac{W^2 \cdot \mu_o \cdot S_o}{2} \cdot \left( I_m^2 \cdot \sin^2 yew \left( \frac{hw}{c} \right) \right) \cdot \frac{1}{X^2}, \quad (2.61)$$

де  $W^2$  – кількість витків котушки;

$Q_1$  – сила дії магнітного поля на плунжер диференційного насоса [Н];

$\mu_o$  – діелектрична проникність матеріалу [Ф/м];

$S_o$  – площа кільця штока [ $m^2$ ];

$X$  – координата, яка визначає положення точки у момент часу  $t$  (м);

$i$  – (миттєве значення струму [А], час  $t$ );

$I_m$  – амплітудне значення струму [А],

$t$  – час руху плунжера ліворуч [сек].

Загальний вид зміни (2.61) сили магнітного потоку в часі для аргументу функції в межах номінальних параметрів насоса, зображений на рис. 2.11.

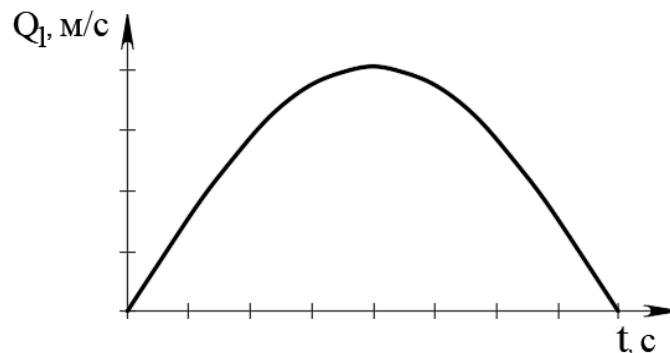


Рис. 2.11 – Узагальнений графік залежності сили магнітного потоку від часу.

Використовуючи числові значення розглянутих вище величин, можемо виконати розрахунки сили магнітного потоку за теоретичними залежностями. На рисунку 2.11 показано теоретичний графік залежності сили магнітного потоку від часу. Це зроблено для випадків дії електромагнітної сили на плунжер, на основі кількості витків котушки  $W$ ; число повних циклів зміни сили втягування плунжера за  $2\pi t$ , сек, діелектрична проникність матеріалу  $\mu_0$ , Ф/м; та площа кільця штока  $S_0$ , м<sup>2</sup>, миттєве значення струму  $i$ , А, сила дії магнітного поля на плунжер диференційного насоса  $Q_1$ , Н, амплітудне значення струму  $I_m$ , А, що безпосередньо відповідає величині  $t$ , Х. Згідно з отриманим графіком встановлено, що найбільш вагомий вплив на силу магнітного потоку має сила дії магнітного поля на плунжер диференційного насоса.

Отже, залежність (2.61) дозволяє визначати силу дії магнітного поля на плунжер диференційного насоса, якщо відомі електричні характеристики складових диференційного насоса електромагнітної дії.

Справа магнітний потік замикається через постійний повітряний проміжок  $\delta_2$ , котрий незмінний під час руху осердя, тому сила  $Q_2$  перпендикулярна осі стрижня і не створює протидії.

Отже, плунжер рухався б до  $X = 0$ , якби не було робочої пружини.

Таким чином маємо рівняння типу відносно  $X(t)$ :

$$\begin{aligned}
 m \frac{d^2 X}{dt^2} + \left[ k \cdot \frac{\sqrt{\pi(1-\gamma^2)}}{2m} \cdot \mu \cdot d_1 \right] \cdot \frac{dX}{dt} + \frac{C_6 + C_7}{m} \cdot X(t) = \\
 = \frac{C_6(\delta_{неод.} - \xi_6)}{m} - \frac{W^2 \cdot \mu_0 \cdot S_0}{2m} (I_m^2 \sin^2 wt) \cdot \frac{1}{X^2(t)}, \\
 \text{або } \frac{d^2 X}{dt^2} + \left[ k \cdot \frac{\sqrt{\pi(1-\gamma^2)}}{2m} \cdot \mu \cdot d_1 \right] \cdot \frac{dX}{dt} + \frac{C_6 + C_7}{m} X(t) + \\
 + \frac{W^2 \cdot \mu_0 \cdot S_0}{2m} \cdot (I_m^2 \cdot \sin^2 Wt) \frac{1}{X^2(t)} = \frac{C_6(\delta_{неод.} - \xi_6)}{m}.
 \end{aligned} \tag{2.62}$$

де  $k$  – безрозмірний коефіцієнт;

$m$  – маса плунжера кг;

$C_7$  – коефіцієнт жорсткості робочої пружини Н/м;

$C_6$  – коефіцієнт жорсткості компенсаційної пружини Н/м;

$d_1$  – діаметр плунжера робочої камери м;

$S_0$  – площа кільця штока  $m^2$ ;

$t$  – час сек;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості матеріалу  $m^2 / c$ ;

$\delta_{неод.}$  – максимальна щілина, коли струм  $i = 0$ , тобто пружина не деформована;

$\gamma$  – певний «коефіцієнт зменшення діаметра»;

$\xi_6$  – довжина пружини у крайньому правому положенні;

$\mu_0$  – початковий коефіцієнт динамічної в'язкості матеріалу  $m^2 / c$ .

Це нелінійне диференціальне рівняння може бути вирішене. Для необхідного переміщення  $X_{\max}$  чи швидкості  $V = \frac{dx}{dt}$  шляхом підбору параметрів  $WiI_m$  котушки за умови, щоб  $X_{\max}$  дорівнював заданому переміщенню.

Таким чином, отримане рівняння (2.62) дозволяє визначити силу магнітного потоку, що діє на осердя насоса. Загальний вид графіку функції (2.62) для номінальних параметрів насоса зображений на рис. 2.11.

Дослідивши всі параметри моделі роботи насоса, в цьому розділі було знайдено напрямки оптимізації його роботи внаслідок зменшення тертя в ущільненнях, кількості витків пружин, підвищення ККД клапанів шляхом вибору оптимального матеріалу запірнього елемента, вибір оптимально співвідношення діаметра отвору клапана та запірнього елемента, що разом створило умови для зменшення енерговитрат на роботу насоса.

## 2.4 Висновки за другим розділом

1. Одержано математичні моделі у вигляді диференціальних рівнянь, які показують зміни в часі швидкості плунжера диференціального насоса для перекачування матеріалу у повному циклі його руху.

2. Аналіз одержаних математичних моделей дозволяє проводити оптимізацію геометричних розмірів складових деталей насоса, у тому числі геометричних розмірів пружин у напрямку забезпечення збереження механічної енергії при перекачуванні.

3. Графік зміни в часі швидкості плунжера у повному циклі його руху дозволяє моделювати необхідну продуктивність плунжера при перекачуванні матеріалу.

4. Для перекачування матеріалу у повному циклі руху, було встановлено залежності між швидкістю запірних елементів нагнітального клапана, диференційного насоса електромагнітної дії, положенням клапанів відносно горизонту, жорсткістю пружини, густиною перекачувального матеріалу, та плином часу, і як наслідок було встановлено чим менша жорсткість пружини яка підтискає запірний елемент клапана, чим менша густина перекачувального матеріалу та якщо клапан знаходяться вертикально це все приводить до зменшення часу  $t_1, t_2, t_3, t_4$ , і як наслідок до рівномірного перекачування матеріалу.

5. Опис математичної моделі дає змогу робити аналіз геометричних розмірів деталей які входять в нагнітальний клапан, а також габарити пружини з метою збереження механічної енергії при перекачуванні матеріалу.

## **3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ДИФЕРЕНЦІЙНОГО НАСОСА ЕЛЕКТРОМАГНІТНОЇ ДІЇ**

### **3.1 Мета і завдання експериментальних досліджень**

Зображений у розділі 2 теоретичний матеріал потребує перевірки експериментальними дослідженнями з використанням дослідного зразка конструкції.

Описані геометричні параметри плунжера диференційного насоса електромагнітної дії потребують обґрунтування раціональних значень, а їх характер впливу на матеріал у процесі роботи – підтверджений практичними даними. Споживання потужності диференційним насосом електромагнітної дії, якісні показники процесу перекачування через оцінювання кількості матеріалу, об'ємний ККД диференційного насоса є такими величинами, які можна із достатньою вірогідністю визначати при виконанні експериментів у лабораторії.

Тому за мету робіт з проведення експериментів поставлено:

- перевірка аналітичних залежностей, котрі описують процес перекачування матеріалу на відповідність реальному процесу;
- знаходження раціональних геометричних параметрів та режимної роботи диференційного насоса електромагнітної дії, які забезпечують максимальну ефективність перекачування;
- дослідження споживання потужності диференційним насосом через варіювання головними факторами впливу (фізико – механічні властивості матеріалу, геометричні та кінематичні параметри диференційного насоса);
- підтвердження правдивості показника ефективності  $Q$  роботи диференційного насоса, запропонованого у роботі;
- дослідження взаємодії диференційного насоса із електромагнітною котушкою, як елементом установки в процесі транспортування матеріалу.

Завдання на експериментальні дослідження:

- визначити обладнання та інструмент для фіксації та обробки результатів експериментів;
- аргументувати методику експериментів, встановити умови;
- перевірити відповідність запропонованої математичної моделі перекачування реальному процесу;
- провести дослідження споживаної потужності диференційного насоса і вплив на неї кінематичних та геометричних параметрів плунжера, а також фізико – механічних властивостей матеріалу;
- знайти раціональну форму і розміри плунжера диференційного насоса за умови забезпечення максимальної якості готової продукції.

Також в процесі дослідження було виявлено, що неможливо отримати велику продуктивність диференційного насоса тільки по одному чиннику. Тому в процесі дослідження для досягнення максимальної продуктивності диференційного насоса зроблено наступне:

- збільшено діаметр плунжера;
- зроблено котушку по прорахованим даним;
- живлення котушки здійснювалось постійним струмом;
- було встановлено режим резонансу струму;
- встановлено раціональні геометричні параметри електромагнітної котушки та фізико – механічні властивості матеріалу, які забезпечують якісну роботу диференційного насоса з високими значеннями об'ємного ККД.

### **3.2 Опис експериментальної конструкції і методик проведення досліджень та обробки експериментальних даних**

Експериментальні дослідження були здійснені на дослідному зразкові диференційного насоса електромагнітної дії. До конструкції було під'єднано електрообладнання (рис. 3.1) для визначення споживаної потужності диференційним насосом.

Привод диференційного насоса здійснюється через котушку 3, до якого під'єднано устаткування для визначення споживаної потужності диференційного насоса. Електричне живлення відбувається згідно з схемою, показаної на (рис. 3.1 а).

До мережі установку під'єднано через діод марки Д4151. За допомогою нього відбувалося перетворення змінного електричного струму в постійний та живлення котушки приводу диференційного насоса.

Додатково до складу електрообладнання входять: амперметр  $A$ , прилад для вимірювання густини ареометр, прилад для вимірювання тиску манометр, електролітичний конденсатор  $C$ , резистори постійний  $R$  та змінний  $RI$ , загальний рубильник живлення та вимикач – автомат.

Також при проведенні експериментальних досліджень використовувалося обладнання різностороннього призначення. Електронні терези ВБЭ – 1 з ціною поділки 0,02 г для зважування компонентів матеріалу. Секундомір механічний СОСпр – 2 б – 2 – 000 для фіксації часу. Лабораторний автотрансформатор (регульовальний) 220 В, 9 А. Омметр шкалою від 0 до 10 Ом ціна поділки 0,06 Ом. Ареометр зі шкалою от 1480 кг/м<sup>3</sup> – 1570 кг/м<sup>3</sup> ціна поділки 1 кг/м<sup>3</sup>. Амперметр зі шкалою від 0 до 1 А. Вимірювання об'єму перекачувального матеріалу здійснювалося за допомогою мензурки шкалою від 0 – 250 см<sup>3</sup> ціна поділки 25 см<sup>3</sup>

Котушка диференційного насоса електромагнітної дії, металева трубка розрізана в довжину з внутрішнім діаметр якої 22,8 мм, плунжер діаметр якого 22,8 мм, металічна трубка розрізана в довжину діаметром 29,8 мм, плунжер діаметр якого 29,8 мм мідні дроти, вольтметр шкалою від 50 до 250 В, термометр шкалою від 0 до 100 °С ціна поділки 1 °С, динамометр шкалою від 0 до 10 кг ціна поділки 250 Гр, осцилограф [21].

Диференційний насос електромагнітної дії (рис. 3.1.) має котушку, яка намотана на каркас. На котушку відбувається подача електроенергії постійно і, яка є приводом даного насоса. Дана котушка має характеристики, які наведено в (табл. 3.1)

У схемі включення (рис. 3.1 а) є конденсатор 4, який під'єднаний паралельно з котушкою 1 диференційного насоса, вмісті котушка та конденсатор утворюють резонанс, який має характер зображений на (рис. 3.15) В наслідок резонансу струм живлення зменшується, а сила втягування залишається тією самою. Це продемонстровано в (табл. 3.4).

Розглянемо конструкцію диференційного насоса для матеріалу, будова якого зображена на (рис. 3.1).

Насос запропонованої вище конструкції функціонує наступним чином. У котушку 3 поступає електричний струм  $I$ , який змінюється за синусоїдальним законом і генерує магнітний потік  $\Phi$ , сила  $\vec{F}$  якої діє на плунжер, втягуючи його в середину котушки.

**Перший цикл перекачування.** Плунжер починає рухатися вліво, закриваючи всмоктувальний клапан 8 і відкриваючи нагнітальний клапан 9. Робоча порожнина насоса наповнена матеріалом. Починається процес перекачування і тиск  $P$  в нагнітальному штуцері починає зростати. Зростання тиску  $P$  тим більше чим вище швидкість руху плунжера  $V$ .

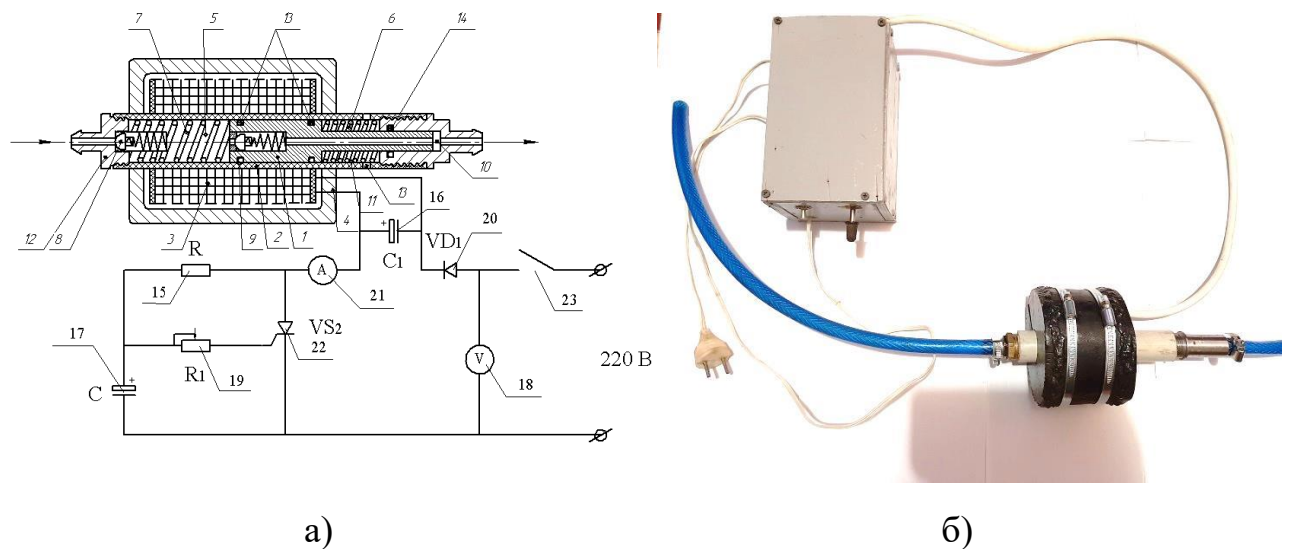


Рис. 3.1 – Диференційний насос електромагнітної дії:

- а) Схема включення: 1 – плунжер; 2 – корпус; 3 – котушка; 4 – магнітопровід котушки; 5 – всмоктувальна порожнина; 6 – компенсаційна пружина; 7 – робоча пружина; 8 – всмоктувальний клапан; 9 – нагнітальний клапан; 10 – компенсаційна камера; 11,12 – нагнітальний і всмоктувальні штуцери; 13, 14 – манжетні ущільнення; 15 – опір; 16 – резонансний конденсатор; 17 – конденсатор; 18 – вольтметр; 19 – змінний опір; 20 – випрямний діод; 21 – амперметр; 22 – тиристор; 23 – вимикач.
- б) Загальний вигляд.

Одночасно починає стискатися робоча пружина 7 і розпрямлятися компенсаційна пружина 6. В міру спаду струму котушки  $I$ , зменшується

магнітний потік  $\Phi$  і, одночасно, зменшується швидкість плунжера  $V$  – аж до його зупинки. Проте зупинка плунжера відбувається дещо раніше повного припинення магнітного потоку  $\Phi$  – коли настає момент рівноваги дії магнітного потоку й сили  $\bar{F}$  стиску робочої пружини 7. Коли синусоїда міняє напрям, діод в схемі живлення відрізає її нижню частину і в другому циклі магнітний потік на плунжер не діє.

*Другий цикл перекачування.* Робоча пружина починає розпрямлятися, приводячи в протилежний напрямок переміщення плунжера. Швидкість плунжера  $V$  починає зростати. При русі плунжера праворуч закривається нагнітальний клапан 9 і процес перекачування поновлюється. Тиск перекачування  $P$  зростає пропорційне збільшенню швидкості переміщення  $V$ .

Одночасно відкривається всмоктувальний клапан 8 і матеріал всмоктується в робочу порожнину насоса. З переміщенням плунжера праворуч, послаблюється стискання робочої пружини 7. Розпрямленню пружини перешкоджає зусилля перекачування матеріалу, зусилля на всмоктування матеріалу в робочу камеру і стискання компенсаційної пружини. У міру послаблення робочої пружини швидкість руху плунжера  $V$  зменшується, одночасно зменшується процес перекачування. До моменту припинення руху плунжера в котушку знову подається напруга  $U$  і процес перекачування повторюється.

Таким чином, обрано конструктивне рішення, яке дозволяє здійснювати перекачування в обох напівциклах руху, що суттєво покращує рівномірність перекачування матеріалу.

1) Для експериментальної перевірки ефективності запропонованого рішення з використання плунжера у диференційному насосі й адекватності математичної моделі, запропонованої у розділі 2 через аналітичний вираз (3.2), було проведено ряд дослідів, у ході яких відбувалося нагрівання плунжерів конструкції диференційного насоса (рис. 3.13 – 3.20) та

статистичну оцінку їх результатів. Під час експериментів застосовувалися плунжери виготовлені з різного матеріалу [4, 5, 14, 15], що складалась зі сталі, чавуну, та епоксидного клею з подрібненого заліза. Під час досліджень було розглянуто сім плунжерів кожен з яких по черзі поміщався в магнітне поле. Потім до кожного плунжера прикріплювався термометр. З показників термометра було зафіксовано поступовий ріст температури плунжера. При чому в сталі приріст температури максимальний, а в чавуні мінімальний. Початкова температура всіх досліджувальних плунжерів становила  $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Також з показників термометра було встановлено температури досліджуваних плунжерів одна з яких для плунжера сталюго діаметра 22,8 мм становила  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Було приготовлено троє плунжерів, що виготовлені з різного матеріалу. В залежності від матеріалу з якого було виготовлено плунжер та його діаметра в ході експерименту зафіксовано різні значення температури нагрівання плунжера. Температуру нагрівання плунжерів вимірювалося за допомогою термометра. А саме перший плунжер був нагрітий до  $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ , другий  $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ , третій  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Спершу в котушку насоса було розташовано плунжер сталюий діаметр якого 22,8 мм. Потім подавалась напруга на котушку насоса.

Рівно через 5 хв. Секундомір вимикався і на насос переставало подаватись живлення.

Температуру, до якої встигав нагрітися плунжер диференційного насоса, було виміряно за допомогою термометра. Так повторювалося три рази. Результати досліду було занесено до таблиці 3.5.

Через встановлені проміжки часу (обрано у роботі 300 с). На кінематичній схемі зображеній на рисунку 3.2. проілюстровано вимірювання температури плунжера за допомогою термометра.

Плунжер в даному експерименті являє собою нагрівальний елемент який під дією струмів Фуко нагрівається та передає свою температуру  $t$  перекачувальному оздоблювальному матеріалу. Потужність  $P$ , Вт, що

розсіюється при нагріванні плунжера, підпорядковується закону Джоуля – Ленца та обчислюється за наступною формулою:

$$P = \frac{U^2}{R} \quad (3.1)$$

де  $U$  – напруга мережі В;

$R$  – опір плунжера Ом.

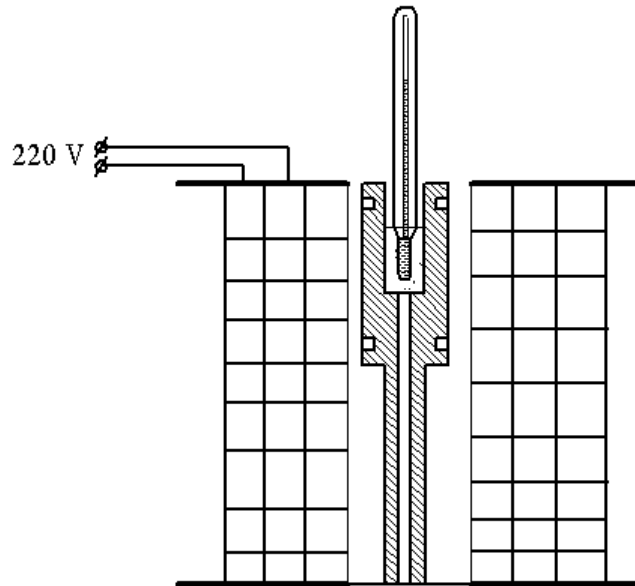


Рис. 3.2 – визначення температури диференційного плунжера.

В ході дослідження виявилось, що потужність, яка розсіюється на плунжері більша ніж потужність диференційного насоса. Це пов'язано з температурою розігрівання плунжера, збільшення якої продукує збільшення опору плунжера.

Далі необхідно знайти опір плунжера  $R$ , Ом з максимальною температурою:

$$R = \frac{U^2}{P} \quad (3.2)$$

де  $U$  – напруга мережі В;

$P$  – потужність диференційного насоса Вт.

Реактивний опір котушки

$$X_L = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot L \quad (3.3)$$

де  $f$  – частота струму мережі Гц;

$L$  – магнітна індукція котушки Гн.

Обчислимо різницю температур плунжерів

$$\Delta T = \frac{1}{\alpha} \left( \frac{R_{нагр.}}{R_{хол.}} - 1 \right) \quad (3.4)$$

де  $R_{хол.}$  – опір плунжера в холодному стані Ом;

$R_{нагр.}$  – опір плунжера в нагрітому стані Ом;

$\alpha = 1/273$  – температурний коефіцієнт.

Якщо в подану формулу підставити значення опорів плунжерів в холодному стані та в гарячому стані як наслідок отримаємо температуру плунжера  $T$ , °С за одиницю часу  $t$ , сек.

Беручи до уваги те, що частина теплової енергії передається від плунжера до матеріалу, за формулою Джоуля – Томпсона [12] визначаємо ступінь охолодження плунжера

$$t = m \cdot c \cdot (t_n - t_k) \quad (3.5)$$

де  $m$  – маса плунжера, кг;

$c$  – питома теплоємність плунжера, кДж / (кг · К);

$t_n$  – початкова температура плунжера, °С;

$t_k$  – кінцева температура плунжера, °С.

2) Для експериментальної перевірки ефективності запропонованого рішення з використання плунжера у конструкції диференційного насоса й адекватності математичної моделі, запропонованої у розділі 2 через аналітичний вираз (2.62), було проведено ряд дослідів, у ході яких відбувалося перекачування матеріалу диференційним насосом конструкції (рис. 3.1) та статистичну оцінку їх результатів.

Отриманий об'єм який насос встигав перекачати через 10 с. Був виміряний за допомогою проградуйованої мензурки. Так повторювалося п'ять разів. Результати досліду було занесено до таблиці 3.7.

Ураховуючи різний діаметр трубок по якому відбувалося перекачування матеріалу кожна трубка має власний показник максимальної перекачувальної густини матеріалу: трубка а) – має діаметр 5 мм; трубка б) –

має діаметр 10 мм; трубка в) – має діаметр 15 мм. Кількість трубок відповідає вимогам.

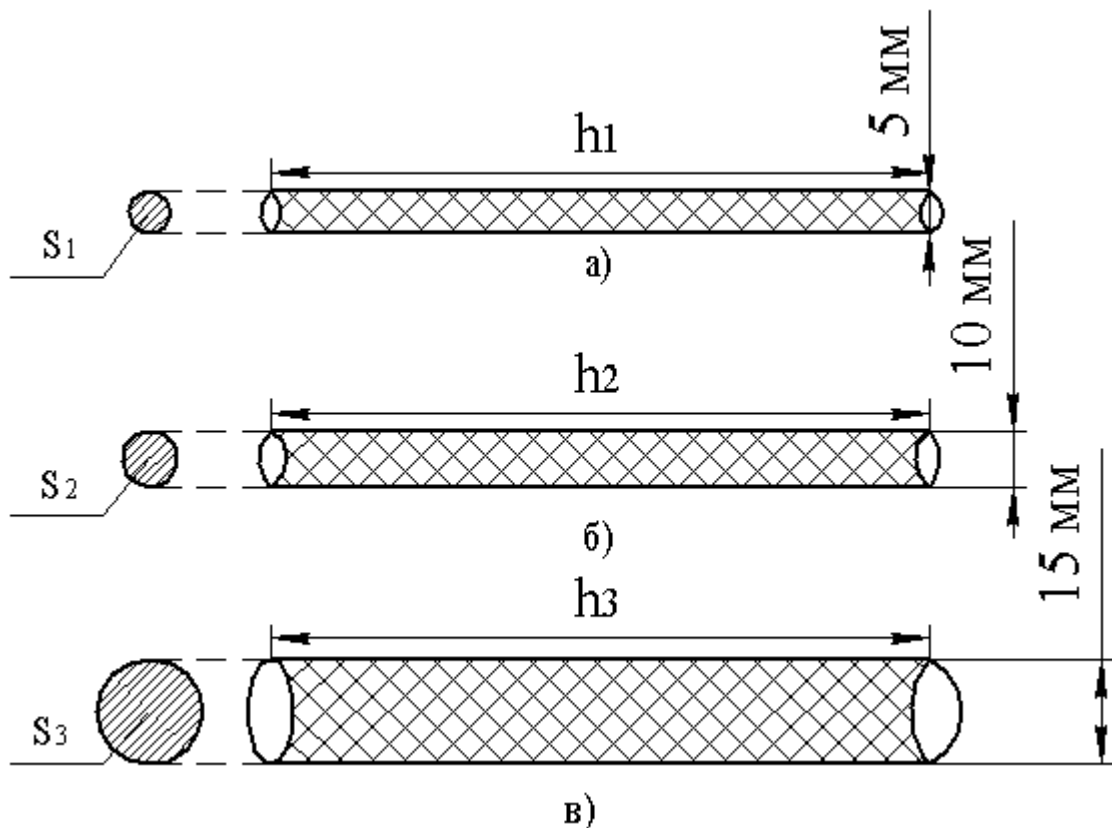


Рис. 3.3 – Трубопроводи по яким перекачується матеріал

З формули (3.6). слідує якщо подавати матеріал по трубопроводу зі сталою гравітаційною сталою та сталою силі втягування плунжера рис. 3.3.

а) максимальна густина  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (3.6)$$

де  $m$  – маса розчиненої у воді сухого компоненту кг;

$V$  – об'єм рідини в яку додано сухий компонент м<sup>3</sup>.

матеріалу обмежена площею поперечного перерізу  $S$ , мм<sup>2</sup>. Труби, має найменше значення. Швидкість руху  $v$ , м/с. матеріалу – максимальна. Тиск матеріалу  $P$ , атм. – максимальний. Висота підйому  $h$ , м матеріалу найбільша.

Рис. 3.3. б) максимальна густина  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>. матеріалу обмежена площею поперечного перерізу  $S$ , мм<sup>2</sup>. Труби, має середнє значення. Швидкість руху  $v$ ,

м/с. матеріалу – середнє значення. Тиск матеріалу  $P$ , атм. – середнє значення. Висота підйому  $h$ , м матеріалу середня. Рис. 3.3. в) максимальна густина  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>. матеріалу обмежена площею поперечного перерізу  $S$ , мм<sup>2</sup>. Труби, має найбільше значення. Швидкість руху  $v$ , м/с. матеріалу – мінімальна. Тиск матеріалу  $P$ , атм. – мінімальний. Висота підйому  $h$ , м матеріалу найменша. Потім за законом Авогадро брався до уваги висота подачі матеріалу  $h$ , м:

$$h = \frac{2\sigma \cos \theta}{\rho g R} \quad (3.7)$$

де  $\sigma$  – коефіцієнт поверхневого натягу матеріалу;

$\theta$  – стіновий кут <sup>0</sup>;

$\rho$  – густина матеріалу кг/м<sup>3</sup>;

$g$  – гравітаційна стала м/с<sup>2</sup>;

$R$  – радіус внутрішнього діаметра трубки м.

Раціональність форми плунжера, геометричні розміри, швидкість руху та інші параметри з точки зору ефективності перекачування звичайно оцінюються об'ємом перекачування. Критерієм для оцінювання об'єму перекачування прийнято ступінь густини матеріалу, який визначається за кількістю розчиненої сухої суміші в одиниці об'єму води, що характеризує кг/м<sup>3</sup>. Для матеріалу додатковим показником якості є відсутність згустків після розчинення та відсутність сторонніх частинок (бруду).

З метою визначення раціонального діаметра трубки, аналізу впливу геометричних параметрів плунжера диференційного насоса на цей діаметр та проведення експериментів зі знаходження максимальної частоти поступального руху плунжера приводом диференційного насоса було проведено серію дослідів щодо перекачування матеріалу (зі співвідношенням 1 : 3) матеріалу у диференційному насосі електромагнітної дії. У якості зв'язної речовини використано крейду ГОСТ 12085 – 88 і вода з міської системи водопроводів. Дозування здійснювалося за масою компонента.

– обчислено максимальний тиск матеріалу, як частку

$$p = \frac{\bar{F}}{S} \quad (3.8)$$

де  $\bar{F}$  – сила втягування плунжера Н;

$S$  – площа поперечного перерізу робочої камери м<sup>2</sup>.

Для кожної трубки, на яких здійснювалися досліди, проводився їх аналіз із метою визначення змочування стінок матеріалом, його фракційності (менше ніж 0,16 мм).

3) Для експериментальної перевірки ефективності запропонованого рішення з використання плунжера у конструкції диференційного насоса й адекватності математичної моделі, запропонованої у розділі 2 через аналітичний вираз (3.9), було проведено ряд дослідів, у ході яких відбувався рух плунжера диференційного насоса внаслідок прикладеної до нього мускульної сили (рис. 3.4.) та статистичну оцінку їх результатів. Під час експериментів застосовувався плунжер [4, 14, 15], що складається зі сталі, чавуну, епоксидного клею з наповнювачем. (ліворуч діаметр зовнішній 22,8 мм, діаметр внутрішній 13 мм, праворуч діаметр зовнішній 15,8 мм, діаметр внутрішній 5 мм, густина сталі  $\rho = 7,8 \text{ г/см}^3$ , колір – сріблястий). Під час досліджень спостерігалось незначне зусилля під час протягування плунжера по корпусу диференційного насоса. Потім в кінці корпусу спостерігалось послаблення зусилля. Це зроблено для визначення точки рівноваги зусилля руху плунжера та сили тертя. Після докладання зусиль плунжер залишався в нерухомому стані при поступовому збільшенні зусилля на плунжер, останій почав рухатися. Сила тертя сталюго плунжера діаметром 22,8 мм становить 0,26 Н.

Було приготовлено сім плунжерів з різного матеріалу. Неоднаковий матеріал з якого виготовлені плунжери зумовлює різне ковзання. Силу тертя плунжера було виміряно за допомогою динамометра. А саме перший плунжер має силу тертя 0,26 Н, другий 9,6 Н, третій 1 Н, четвертий 0,5 Н, п'ятий 9,7 Н, шостий 5 Н, сьомий 2,5 Н.

Спершу в розрізану сталюу трубку диференційного насоса було поміщено плунжер діаметром 22,8 мм. Потім одночасно плунжер закріплювався до динамометра та відбувалося протягування плунжера по

трубці внаслідок мускульної сили.

Після того як динамометр показував деяке значення на плунжер переставала прикладатись сила.

Так повторювалося п'ять разів. Результати досліду було занесено до таблиці 3.8.

Принцип роботи однофазного диференційного насоса досить простий. На котушку подається напруга живлення, яка створює магнітний потік. При цьому сумарний магнітний потік буде прямо поступальним.

Плунжер диференційного насоса є замкнутим контуром, в ньому наводиться ЕРС і виникає магнітний потік що надає поступального руху плунжера, в напрямку руху магнітного потоку котушки. Імпульс струму, що приводить в рух електромагнітне поле намагається зрівняти швидкості поступального руху магнітних полів котушки і плунжера.

Величина визначає різницю швидкостей поступальних рухів магнітних полів плунжера і котушки диференційного насоса, називається ковзання. Через те що плунжер диференційного насоса завжди рухається повільніше, ніж поле створене котушкою – воно зазвичай менше одиниці. Може вимірюватися в відносних одиницях або відсотках.

Вираховується вона за формулою:

$$n = \frac{f \cdot 50 \cdot p}{m} (1 - S) \quad (3.9)$$

де  $f$  – частота змінного струму мережі Гц;

$m$  – маса плунжера кг;

$p$  – кількість пар полюсів;

$S$  – ковзання плунжера.

Ковзання, це важлива характеристика, що характеризує нормальну роботу диференційного насоса.

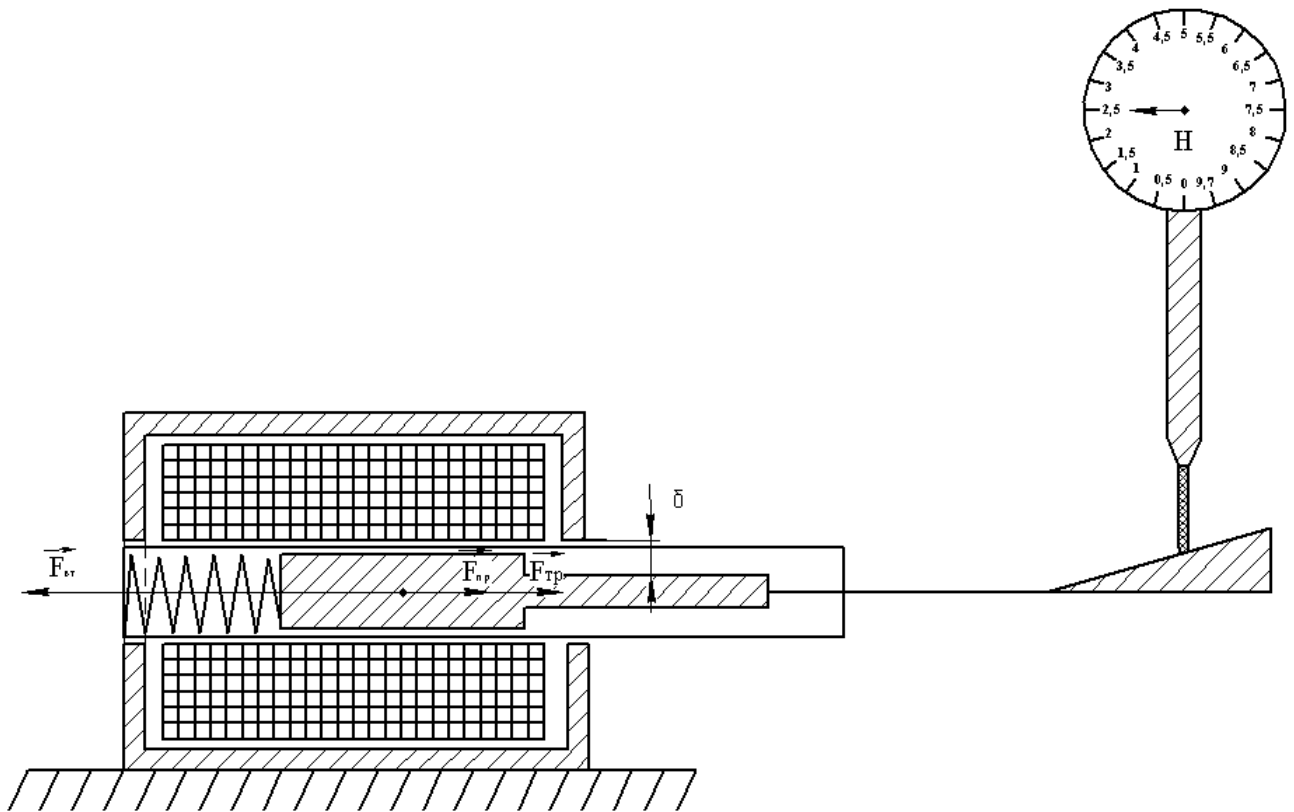


Рис. 3.4 – Визначення ковзання диференційного плунжера

У режимі холостого ходу ковзання близько до нуля і становить 2 – 3%, з огляду на те, що  $n_1$  майже дорівнює  $n_2$ . Нулю воно не може бути рівним, тому що в цьому випадку поле котушки перетинає поле плунжера,

Маса плунжера

$$m = V \cdot \rho \quad (3.10)$$

де  $V$  – об'єм плунжера  $\text{см}^3$ ;

$\rho$  – густина матеріалу з якого виготовлено плунжер  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

простими словами, диференційний насос зупинений і напруга живлення не подається.

Навіть в режимі ідеального холостого ходу, величина ковзання, виражена у відсотках, що не буде рівною нулю.

Також існує режим електромагнітного гальмування (перемінне включення плунжера), в цьому режимі ковзання приймає значення більше одиниці, зі знаком плюс.

Значення частоти струму Фуко що протікає в плунжері дорівнює частоті струму мережі тільки в момент пуску. При номінальному навантаженні частота струму буде визначатися за формулою:

$$f_2 = S \cdot f_1 \quad (3.11)$$

де  $f_1$  – частота струму, що подається на котушку Гц;

$S$  – ковзання.

Частота струму плунжера прямо пропорційна його індуктивному опору. Таким чином, виявляється залежність струму в плунжері від ковзання диференційного насоса. Момент, поступального руху диференційного насоса залежить від величини  $S$ , оскільки визначається значеннями величин магнітного потоку, струму, кутом зсуву між ЕРС і струмом плунжера.

Тому, для детального дослідження характеристик диференційного насоса електромагнітної дії встановлюється залежність, зображена на малюнку вище. Таким чином, зміна швидкості руху (при різних значеннях ковзання) в диференційному насосі з розрізаним плунжером може регулюватися шляхом введення опору в ланцюг плунжера. У диференційному насосі з нерозрізаним плунжером швидкість поступального руху регулюється за допомогою перетворювачів частоти.

При номінальному навантаженні диференційного насоса значення ковзання буде в діапазоні 2% – 8% (для насосів малої та середньої потужності), номінальне ковзання.

При збільшенні навантаження на плунжері (прямолінійний рух на плунжері) буде збільшуватися ковзання, простою мовою, магнітне поле

плунжера буде все сильніше відставати (гальмувати) від магнітного поля котушки. Збільшення ковзання ( $S$ ) призведе до пропорційного збільшення струму плунжера, отже, пропорційно збільшиться зусилля руху. Але при цьому збільшуються активні втрати в плунжері (збільшується опір), які зменшують зростання сили струму, тому сила руху збільшується повільніше, ніж ковзання. Сила тертя обернено пропорційна ковзанню.

Сила тертя

$$\vec{F}_{mp} = k \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (3.12)$$

де  $k$  – коефіцієнт тертя;

$m$  – маса плунжера кг;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$  ;

$\alpha$  – положення конструкції диференційного насоса в просторі <sup>0</sup>.

При певній величині ковзання сила руху досягне максимального значення, потім почне знижуватися. Величину, при якій сила руху буде максимальною, називають критичною ( $S_{kp}$ ).

У графічній формі механічну характеристику диференційного насоса можна виразити за допомогою формули Клосса:

$$M = \frac{2M_{\kappa}}{\left(\frac{S}{S_{\kappa}}\right) + \left(\frac{S_{\kappa}}{S}\right)} \quad (3.13)$$

де  $S$  – ковзання плунжера;

$S_{\kappa}$  – критичне ковзання;

$M_{\kappa}$  – це критична сила втягування, яка визначається критичним ковзанням диференційного насоса Н.

Графік будується виходячи з характеристик, отриманих при дослідженні диференційного насоса. При виникненні питань по приводу, як рушій, що використовує диференційний насос, використовується даний графік.

Критичне зусилля руху плунжера визначає величину допустимого миттєвого перевантаження диференційного насоса. При розвитку сили руху критичнішого (отже, більш критичного ковзання) відбувається, так зване, перекидання диференційного насоса і диференційний насос зупиняється. Перекидання – один з аварійних режимів.

Для вимірювання величини ковзання диференційного насоса був використаний спосіб індуктивної котушки. Котушку під'єднану до реле постійного струму, через кількість витків (там 10 – 20 тисяч), кількість витків 3000. Котушку з підключеним до неї чутливим мілівольтметром, ГОСТ 8711 – 93 (М Е К 51 – 2 – 84) мають у своєму розпорядженні до рухомої частини плунжера. За відхиленнями стрілки приладу (числу коливань) за певний час вираховують за формулою величину ковзання. Крім цього, у диференційному насосі з розрізаним плунжером ковзання можна заміряти за допомогою магнітоелектричного міліамперметра. Міліамперметр підключається до розрізаної частини плунжера і по числу відхилень стрілки міліамперметра роблять обчислення (за формулою зі способу з індуктивної котушки).

4) Для експериментальної перевірки ефективності запропонованого рішення з використання плунжера у конструкції диференційного насоса й адекватності математичної моделі, запропонованої у розділі 2 через аналітичний вираз (3.24), було проведено ряд дослідів, у ході яких відбувалося передача енергії від вузла до вузла конструкції диференційного насоса та статистичну оцінку їх результатів. Під час експериментів застосовувався плунжер [14, 15], що складався зі сталі, чавуну, епоксидного клею з наповнювачем. (ліворуч діаметр зовнішній 22,8 мм, діаметр внутрішній 13 мм, праворуч діаметр зовнішній 15,8 мм, діаметр внутрішній 5 мм, густина сталі  $\rho = 7,8 \text{ г/см}^3$ , колір – сріблястий).

Притискна пружина жорсткістю 0,5 Н/м. Робоча пружина жорсткістю 0,13 Н/см; Компенсаційна пружина жорсткістю 0,18 Н/см. Котушка з кількістю витків 1000. Під час досліджень відбувалося зважування на терезах

плунжера, запірних елементів нагнітального клапана. Потім за допомогою теорії знаходилась швидкість плунжера. Швидкість плунжера виявилась неоднаковою. Ліворуч швидкість плунжера мала менше значення в порівнянні зі зворотним рухом. Під час руху плунжера ліворуч його швидкість становила 8,64 м/с, а праворуч 9,33 м/с.

Було приготовлено сім плунжерів та вісім запірних елементів виготовлених з різного матеріалу. Шляхом виготовлення як плунжерів, так і запірних елементів зі зрізного матеріалу дані конструкції мають різну масу.

Масу запірних елементів було знайдено за допомогою Електронних терезів В Б Э – 1. Знаючи значення маси та швидкості плунжера ми маємо можливість визначити енергію плунжера. А саме перший плунжер мав енергію 3 Дж, другий 2,2 Дж, третій 6,1 Дж, четвертий 5,7 Дж, п'ятий – 1,3 Дж, шостий 0,1 Дж, сьомий 5,2 Дж.

Спершу за допомогою терезів було знайдено масу кожного плунжера. Потім теоретично розраховувалась енергія плунжера.

По теоретично розрахованим даним енергії плунжера диференційного насоса було побудовано графік.

Отримана енергія яка передається від котушки до плунжера переходить і на інші органи диференційного насоса оскільки по законах гідравліки матеріал що він перекачує є не стискним. Енергія розповсюджується від котушки до всіх вузлів диференційного насоса з врахуванням втрат. Результати розповсюдження енергії було занесено до таблиці 3.9.

Для дослідження енергоефективності конструкції диференційного насоса, було окремо досліджено кінетичну та потенціальну енергію частин насоса що беруть участь у перекачуванні матеріалу до таких деталей належить компенсаційна та робоча пружина плунжер всмоктувальний та нагнітальний клапан. Експериментальне дослідження проводилося методом зважування проводилось за допомогою терезів. Для розробки енергоефективності диференційного насоса електромагнітної дії представимо його у вигляді трьох елементної моделі й будемо використовувати для розрахунку рівняння Лагранжа другого роду [7]:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i - \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} \quad (3.14)$$

де  $T$  – кінетична енергія диференційного насоса Дж;

$q_i$  – узагальнена координата;

$\dot{q}_i$  – узагальнена швидкість м/с;

$Q_i$  – узагальнена сила Н;

$\Pi$  – потенційна енергія диференційного насоса Дж.

При складанні моделі енергоефективності диференційного насоса були прийняті наступні допущення:

– елементи системи (плунжер, запірний елемент, корпус диференційного насоса) є абсолютно твердими тілами;

– поступальна швидкість руху плунжера – постійна;

– вібрацію корпусу під час роботи диференційного насоса не враховуємо;

– різне ковзання плунжерів об корпус диференційного насоса обумовлено різною силою тертя і різною силою опору матеріалу;

– лінійна швидкість руху плунжера вздовж осі  $OX$  дорівнює лінійній швидкості руху відкривання нагнітального клапана, тому що матеріал що перекачується насосом не стискувальний;

– диференційний насос можна розмістити під різним кутом при цьому кут нахилу плунжера та нагнітального клапана буде однаковим ( $\beta_{11} = \beta_{12} = \beta$ ).

Перше допущення є прийнятним для більшості конструкцій насосів. Їх робочі органи являють собою достатньо жорсткі конструкції, деформації яких малі і не впливають на процеси, що розглядаються.

Друге допущення є прийнятним для розгляду плунжера в процесі безпосереднього виконання перекачувальної операції, при малих частотах коли коливання швидкостей незначні.

Третє допущення полягає в тому, що при розрахунку стійкості і керованості руху не розглядаються вертикальні переміщення корпусу диференційного насоса. Це допущення справедливе через те, що в задачу досліджень не входить оцінка впливу елементів фіксації на стійкість. Очевидно, що при вирішенні такого кола задач слід уточнити розрахункову схему, включивши в неї великі вузли і у вигляді окремих мас і враховувати нерівності опорної поверхні.

Четверте допущення говорить про те, що при симетричному розміщенні плунжера відносно корпусу диференційного насоса, який має певний коефіцієнт ковзання, імпульсивність перекачування буде компенсована, але вона відбувається, як і різні сили опору матеріалу, і тому вони повинні враховуватись при дослідженій енергоефективності диференційного насоса електромагнітної дії.

П'яте допущення є прийнятним для розгляду прямолінійного руху плунжера, який має коливальні пружини, жорстко зчеплені з корпусом диференційного насоса.

Шосте допущення є прийнятним для розгляду стійкості і керованості руху плунжера, що виконує перекачувальну операцію з високим ступенем дотримання технологічних допусків, коли навіть незначне коливання плунжера призведе до відкриття нагнітального клапана.

Для зручності в розробці енергоефективності введемо позначення:  $m_1$  – маса плунжера;  $m_2$  – маса котушки;  $m_3$  – маса клапанів;  $m_1 + m_2 + m_3 = m$  – маса диференційного насоса електромагнітної дії;

$J_1$  – момент інерції плунжера;  $J_2$  – момент інерції запірнього елемента;  $J_3$  – момент інерції матеріалу;

$Q_{\varphi_1}$  і  $Q_{\varphi_2}$  – сила опору робочої та компенсаційної пружини відповідно;  $Q_{\varphi_3}$  – сила опору матеріалу;

$Q_x$  – сила втягування диференційного плунжера;

$X_1$  і  $X_2$  – коефіцієнти жорсткості робочої та компенсаційної пружини;

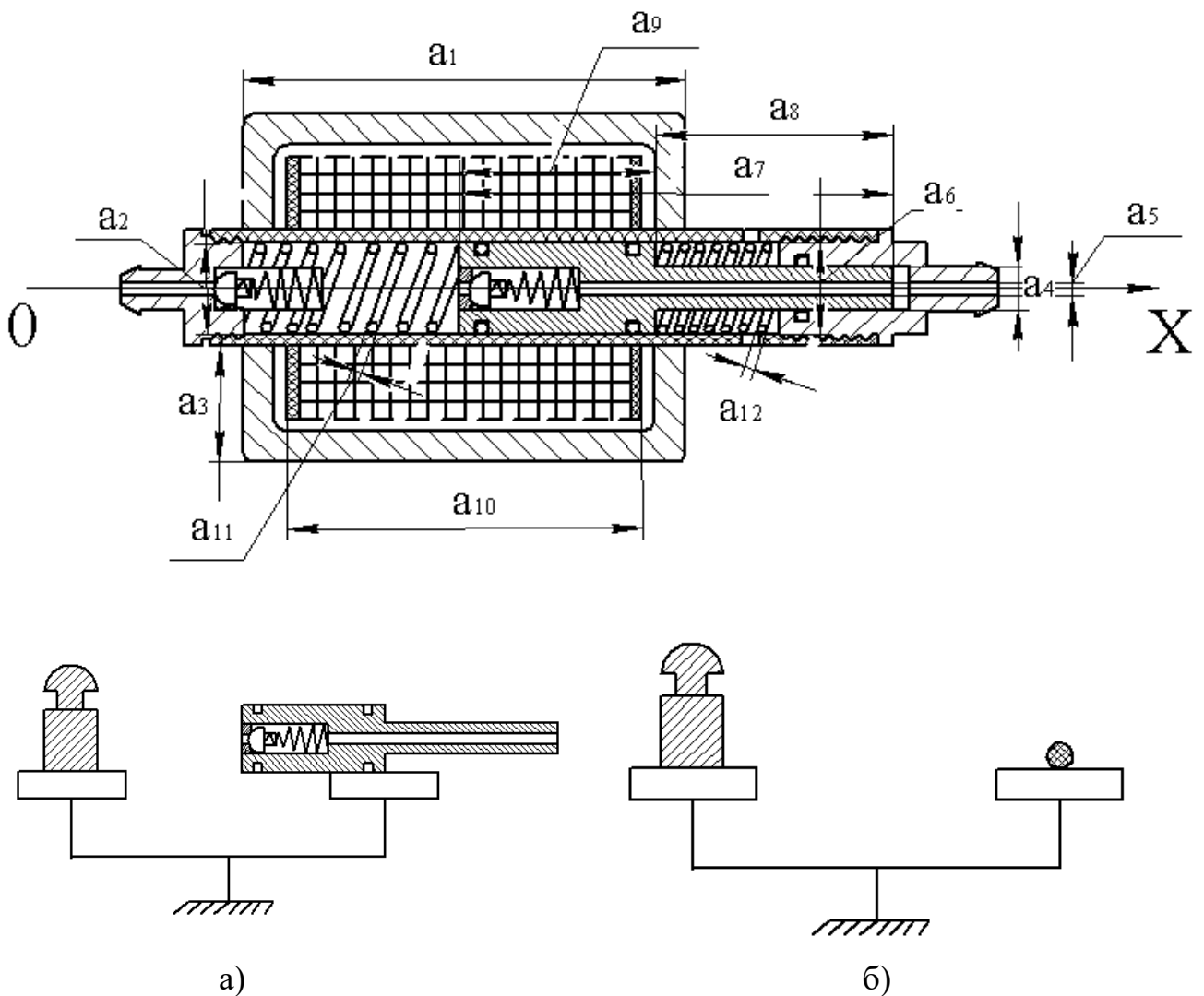
$C_{12}$  – коефіцієнт демпфування плунжера і запірною елемента нагнітального клапана відповідно;  $C_{23}$  – коефіцієнт демпфування запірною елемента всмоктувального клапана та матеріалу відповідно;

$X$  – проєкція сил опору вузлів диференційного насоса на вісь  $X$ ;

$a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6, a_7, a_8, a_9, a_{10}, a_{11}, a_{12}$  – геометричні розміри конструкції диференційного насоса.

Як узагальнені координати системи прийняті: лінійні координати центру мас диференційного насоса  $q_1 = x$  і  $q_2 = y$ ; кут повороту диференційного насоса  $\varphi_1$ ; кут повороту котушки  $\varphi_2$ ; кут повороту плунжера  $\varphi_3$ .

Кінетична енергія системи (рис. 3.5) складається з кінетичної енергії поступального руху центру мас диференційного насоса, кінетичної енергії магнітного поля котушки:



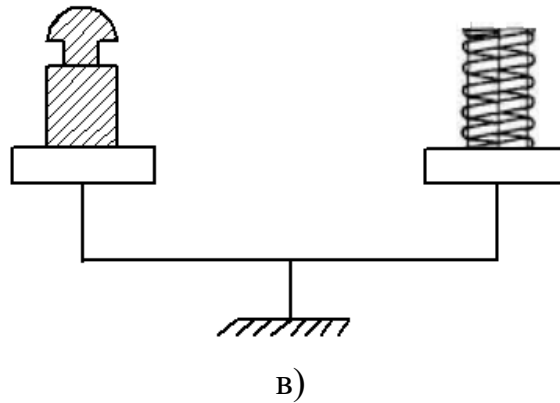


Рис. 3.5 – Динамічна модель для визначення енергоефективності диференційного насоса електромагнітної дії:

а – зважування диференційного плунжера; б – зважування запірних елементів; в – зважування пружин.

Кінетична енергія системи

$$T = T_{1nx} + T_{1ny} + T_{1a\bar{b}} + T_{2a\bar{b}} + T_{3a\bar{b}} \quad (3.15)$$

де  $T_{1a\bar{b}}$  – кінетична енергія плунжера Дж;

$T_{2кот}$  – кінетична енергія котушки Дж;

$T_{3зе}$  – кінетична енергія запірних елементів клапанів Дж;

$T_{1ом}$  – кінетична енергія матеріалу Дж;

$T_{2мп}$  – кінетична енергія магнітного поля спричиненого котушкою Дж;

$T_{1п}$  – кінетичні енергії поступального руху центра мас диференційного насоса Дж.

Кінетичні енергії поступального руху плунжера вздовж осі  $OX$

відповідно

$$T_{1x} = \frac{m_1(x)^2}{2}, \quad (3.16)$$

де  $m_1$  – маса плунжера кг;

$x$  – проєкція сил опору вузлів диференційного насоса на вісь  $X$ .

Кінетичні енергії поступального руху магнітного поля вздовж осі  $OX$

відповідно

$$T_{2x} = \frac{m_2(x)^2}{2} \quad (3.17)$$

де  $m_2$  – маса котушки кг;

$x$  – проєкція сил опору вузлів диференційного насоса на вісь  $X$ .

Кінетичні енергії поступального руху запірного елемента нагнітального клапана вздовж осі  $OX$  відповідно

$$T_{3x} = \frac{m_3(x)^2}{2} \quad (3.18)$$

де  $m_3$  – маса клапанів кг;

$x$  – проєкція сил опору вузлів диференційного насоса на вісь  $X$ .

Кінетичні енергії поступального руху плунжера, магнітного поля котушки, запірного елемента нагнітального клапана відповідно

$$T_{1noc} = \frac{j_1(\varphi_1)^2}{2} \quad (3.19)$$

де  $j_1$  – момент інерції плунжера кг/м<sup>2</sup>;

$\varphi_1$  – кут між центральною віссю плунжера та віссю  $OX$ .

$$T_{2noc} = \frac{j_2(\varphi_2)^2}{2} \quad (3.20)$$

де  $j_2$  – момент інерції запірного елемента кг/м<sup>2</sup>;

$\varphi_2$  – кут між центральною віссю магнітного поля та віссю  $OX$ .

$$T_{3noc} = \frac{j_3(\varphi_3)^2}{2} \quad (3.21)$$

де  $j_3$  – момент інерції матеріалу кг/м<sup>2</sup>;

$\varphi_3$  – кут між центральною віссю запірного елемента нагнітального клапана та віссю  $OX$ .

Для опису динамічних зв'язків між елементами конструкції та між конструкцією і основою, будемо представляти їх у вигляді пружних зв'язків. Виразимо лінійні переміщення центрів мас плунжера і магнітного поля котушки через переміщення центру мас запірного елемента нагнітального клапана:

$$\begin{cases} x_2 = x_1 + a_1 \sin \varphi_1 + a_2 \sin \varphi_2 \\ x_3 = x_2 + a_3 \sin \varphi_2 + a_4 \sin \varphi_3 \end{cases} \quad (3.22)$$

де  $a_1, a_2, a_3, a_4$  – геометричні розміри мм;

$x_1$  – коефіцієнт жорсткості робочої пружини Н/м;

$x_2$  – коефіцієнт жорсткості компенсаційної пружини Н/м;

$\varphi_1$  – кут між центральною віссю плунжера та віссю  $OX$ ;

$\varphi_2$  – кут між центральною віссю магнітного поля та віссю  $OX$ ;

$\varphi_3$  – кут між центральною віссю запірного елемента нагнітального клапана та віссю  $OX$ ;

$\beta$  – кут повороту диференційного насоса.

Після деяких перетворень отримаємо вираз кінетичної енергії диференційного насоса електромагнітної дії в цілому:

$$T = \frac{1}{2} m_1 (x)^2 + \frac{1}{2} j_1 (\varphi_1)^2 + \frac{1}{2} m_2 (x + a_1 \cos \varphi_1 \varphi_1 + a_2 \cos \varphi_2 \varphi_2)^2 + \frac{1}{2} j_2 (\varphi_2)^2 + \frac{1}{2} m_3 (x + a_1 \cos \varphi_1 \varphi_1 + a_2 \cos \varphi_2 \varphi_2 + a_3 \cos \varphi_2 \varphi_2 + a_4 \cos \varphi_3 \varphi_3)^2 + \frac{1}{2} j_3 (\varphi_3)^2. \quad (3.23)$$

де  $a_1, a_2, a_3, a_4$  – геометричні розміри мм;

$m_1$  – маса плунжера кг;

$m_2$  – маса котушки кг;

$m_3$  – маса клапанів кг;

$j_1$  – момент інерції плунжера кг/м<sup>2</sup>;

$j_2$  – момент інерції запірного елемента кг/м<sup>2</sup>;

$j_3$  – момент інерції матеріалу кг/м<sup>2</sup>;

$\varphi_1$  – кут між центральною віссю плунжера та віссю  $OX$ ;

$\varphi_2$  – кут між центральною віссю магнітного поля та віссю  $OX$ ;

$\varphi_3$  – кут між центральною віссю запірного елемента нагнітального клапана та віссю  $OX$ ;

$x$  – проєкція сил опору вузлів диференційного насоса на вісь  $X$ .

Підставивши значення кінетичних енергій (3.17) в рівняння (3.14) запишемо рівняння руху плунжера наступним чином:

$$\left\{ \begin{aligned}
& m_1 x - \frac{1}{2} m_2 (2x - 2a_1 \sin \varphi_1 \varphi_1 - 2a_2 \sin \varphi_2 (\varphi_2)^2 + 2a_2 \cos \varphi_2 \varphi_2) + \frac{1}{2} m_3 (2x - \\
& - 2a_1 \sin \varphi_1 (\varphi_1)^2 + 2a_1 \cos \varphi_1 \varphi_1 - 2a_2 \sin \varphi_2 (\varphi_2)^2 + 2a_2 \cos \varphi_2 \varphi_2 - 2a_3 \sin \varphi_2 (\varphi_2)^2 + 2a_3 \times \\
& \times \cos \varphi_2 \varphi_2 - 2a_4 \sin \varphi_3 (\varphi_3)^2 + 2a_4 \cos \varphi_3 \varphi_3) + \frac{\partial T}{\partial x} = Q_x - \frac{\partial \Pi}{\partial x} \\
& j_1 \varphi_1 + \frac{1}{2} m_2 (2x - a_1 \sin \varphi_1 (\varphi_1)^2 + a_1 \cos \varphi_1 \varphi_1 - a_2 \sin \varphi_2 + a_2 \cos \varphi_2 \varphi_2) a_1 \cos \varphi_1 - 2(x + a_1 \times \\
& \times \cos \varphi_1 \varphi_1 + a_2 \cos \varphi_2 \varphi_2) a_1 \sin \varphi_1 \varphi_1 + \frac{1}{2} m_3 (2(x - a_1 \sin \varphi_1 \times \\
& \times (\varphi_1)^2 + a_1 \cos \varphi_1 \varphi_1 - a_2 \sin \varphi_2 (\varphi_2)^2 + a_2 \cos \varphi_2 \varphi_2 - a_3 \sin \varphi_2 (\varphi_2)^2 + a_3 \cos \varphi_2 \varphi_2 - a_4 \sin \varphi_3 \times \\
& \times (\varphi_3)^2 + a_4 \cos \varphi_3 \varphi_3) a_1 \cos \varphi_1 - 2(x + a_1 \cos \varphi_1 \varphi_1 + a_2 \cos \varphi_2 \varphi_2 + a_3 \cos \varphi_2 \varphi_2 + a_4 \cos \varphi_3 \varphi_3) \times \\
& \times a_1 \sin \varphi_1 \varphi_1) + \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} = Q_{\varphi_1} - C_{12} (\varphi_2 - \varphi_1) \\
& \frac{1}{2} m_2 (2(x - a_1 \sin \varphi_1 (\varphi_1)^2 + a_1 \cos \varphi_1 \varphi_1 - a_2 \sin \varphi_2 (\varphi_2)^2 + a_2 \cos \varphi_2 \varphi_2) a_2 \cos \varphi_2 - 2(x + a_1 \times \\
& \times \cos \varphi_1 \varphi_1 + a_2 \cos \varphi_2 \varphi_2) a_2 \sin \varphi_2 \varphi_2) + j_2 \varphi_2 + \frac{1}{2} m_3 (2(x - \\
& - a_1 \sin \varphi_1 (\varphi_1)^2 + a_1 \cos \varphi_1 \varphi_1 - a_2 \sin \varphi_2 (\varphi_2)^2 + a_2 \cos \varphi_2 \varphi_2 - a_3 \sin \varphi_2 (\varphi_2)^2 + a_3 \cos \varphi_2 \times \\
& \times \varphi_2 - a_4 \sin \varphi_3 (\varphi_3)^2 + a_4 \cos \varphi_3 \varphi_3) (a_2 \cos \varphi_2 + a_3 \cos \varphi_2) + 2(x + a_1 \cos \varphi_1 \varphi_1 + a_2 \cos \varphi_2 \times \\
& \times \varphi_2 + a_3 \cos \varphi_2 \varphi_2 + a_4 \cos \varphi_3 \varphi_3) (-a_2 \sin \varphi_2 \varphi_2 - a_3 \sin \varphi_2 \varphi_2)) + \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = Q_{\varphi_2} - C_{12} (\varphi_2 - \varphi_1) \\
& \frac{1}{2} m_3 (2(x - a_1 \sin \varphi_1 (\varphi_1)^2 + a_1 \cos \varphi_1 \varphi_1 - a_2 \sin \varphi_2 (\varphi_2)^2 + a_2 \cos \varphi_2 \varphi_2 - a_3 \sin \varphi_2 (\varphi_2)^2 + a_3 \times \\
& \times \cos \varphi_2 \varphi_2 - a_4 \sin \varphi_3 (\varphi_3)^2 + a_4 \cos \varphi_3 \varphi_3) a_4 \cos \varphi_3 - 2(x + a_1 \cos \varphi_1 \varphi_1 + a_2 \cos \varphi_2 \varphi_2 + a_3 \times \\
& \times \cos \varphi_2 \varphi_2 + a_4 \cos \varphi_3 \varphi_3) a_4 \sin \varphi_3 \varphi_3 + j_3 \varphi_3 = Q_{\varphi_3} - C_{23} (\varphi_3 - \varphi_2), \\
& \frac{\partial T}{\partial x} = 0;
\end{aligned} \right. \quad (3.24)$$

де  $a_1, a_2, a_3, a_4$  – геометричні розміри мм;

$m_1$  – маса плунжера кг;

$m_2$  – маса котушки кг;

$m_3$  – маса клапанів кг;

$\varphi_1$  – кут між центральною віссю плунжера та віссю  $OX$ ;

$\varphi_2$  – кут між центральною віссю магнітного поля та віссю  $OX$ ;

$\varphi_3$  – кут між центральною віссю запірною елементом нагнітального клапана та віссю  $OX$ ;

$T$  – кінетична енергія системи Дж;

$\Pi$  – потенційна енергія системи Дж;

$Q_x$  – сила втягування диференційного плунжера Н;

$Q_{\varphi_1}$  – сила опору робочої пружини, Н;

$Q_{\varphi_2}$  – сила опору компенсаційної пружини, Н;

$Q_{\varphi_3}$  – сила опору матеріалу, Н;

$C_{12}$  – коефіцієнт демпфування плунжера і запірного елемента нагнітального клапана відповідно;

$C_{23}$  – коефіцієнт демпфування запірного елемента всмоктувального клапана та матеріалу відповідно;

$x$  – проекція сил опору вузлів диференційного насоса на вісь  $X$ .

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} &= \frac{1}{2} m_2 (-2(x + a_1 \cos \varphi_1 \varphi_1 + a_2 \cos \varphi_2 \varphi_2 a_1) \sin \varphi_1 \varphi_1) + \\ &+ \frac{1}{2} m_3 (-2(x + a_1 \cos \varphi_1 \varphi_1 + a_2 \cos \varphi_2 \varphi_2 + a_3 \cos \varphi_2 \varphi_2 + a_4 \cos \varphi_3 \varphi_3) \times a_1 \sin \varphi_1 \varphi_1) \\ \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} &= \frac{1}{2} m_2 (-2(x + a_1 \cos \varphi_1 \varphi_1 + a_2 \cos \varphi_2 \varphi_2 a_1) \sin \varphi_1 \varphi_1) + \\ &+ \frac{1}{2} m_3 (2(x + a_1 \cos \varphi_1 \varphi_1 + a_2 \cos \varphi_2 \varphi_2 + a_3 \cos \varphi_2 \varphi_2 + a_4 \cos \varphi_3 \varphi_3) (-a_2 \sin \varphi_2 \varphi_2 - a_3 \sin \varphi_2 \varphi_2)) \\ \frac{\partial T}{\partial \varphi_3} &= \frac{1}{2} m_3 (-2(x + a_1 \cos \varphi_1 \varphi_1 + a_2 \cos \varphi_2 \varphi_2 + a_3 \cos \varphi_2 \varphi_2 + a_4 \cos \varphi_3 \varphi_3) a_4 \sin \varphi_3 \varphi_3) \end{aligned} \quad (3.25)$$

де  $a_1, a_2, a_3, a_4$  – геометричні розміри мм;

$m_2$  – маса котушки кг;

$m_3$  – маса клапанів кг;

$\varphi_1$  – кут між центральною віссю плунжера та віссю  $OX$ ;

$\varphi_2$  – кут між центральною віссю магнітного поля та віссю  $OX$ ;

$\varphi_3$  – кут між центральною віссю запірного елемента нагнітального клапана та віссю  $OX$ ;

$T$  – кінетична енергія системи Дж;

$x$  – проекція сил опору вузлів диференційного насоса на вісь  $X$ .

Для визначення узагальнених сил, які відповідають узагальненим координатам, будемо використовувати інші математичні залежності.

5) Розглянемо роботу насоса окремо для кожного циклу.

**Перший цикл перекачування. Рух плунжера ліворуч.**

Працює насос наступним чином. У котушку 3 поступає електричний струм, який змінюється по синусоїді і створює енергію

магнітного поля. Енергія магнітного поля визначається наступною залежністю.

$$W_m = \frac{L \cdot i^2}{2} \quad (3.26)$$

де  $L$  – магнітна індукція Гн;

$i$  – струм що проходить крізь котушку А.

Також відбувається наведення магнітного потоку на плунжер, втягуючи його в середину котушки.

Плунжер рухаючись ліворуч отримує кінетичну енергію. Кінетична енергія витрачається на тертя й опір перекачувального матеріалу. Кінетична енергія визначається наступною залежністю.

$$W_{K1} = \frac{m \cdot v^2}{2} - \vec{F}_{on} + \vec{F}_{TP} \quad (3.27)$$

де  $m$  – маса плунжера кг;

$v$  – швидкість плунжера м/с;

$\vec{F}_{on}$  – опір перекачувального матеріалу Н.

Закриваючи всмоктувальний клапан має потенціальну енергію.

Потенціальна енергія визначається наступною залежністю.

$$-W_{П8} = m \cdot g \cdot h - \vec{F}_{on} \quad (3.28)$$

де  $m = m_1 + m_2$  маса запірнього елемента та маса пружини кг;

$\vec{F}_{on}$  – опір перекачувального матеріалу Н;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;

$h$  – довжина притискувальної пружини м.

Відкриваючи нагнітальний клапан має кінетичну енергію. Кінетична енергія визначається наступною залежністю.

$$W_{K9} = \frac{m \cdot v^2}{2} - \vec{F}_{np} \quad (3.29)$$

де  $m = m_1 + m_2$  маса запірнього елемента та маса пружини кг;

$v$  – швидкість плунжера м/с;

$\vec{F}_{np.}$  – сила пружності Н.

Робоча порожнина насоса заповнена матеріалом. Починається процес перекачування і тиск в нагнітальному штуцері починає зростати. Зростання тиску тим більше чим вище швидкість руху плунжера.

Одночасно починає стискатися робоча пружина 7 при цьому пружина запасє кінетичну енергію. Кінетична енергія визначається наступною залежністю.

$$W_{K7} = \frac{m \cdot v^2}{2} \quad (3.30)$$

де  $m$  – маса пружини кг;

$v$  – швидкість плунжера м/с.

Розпрямлятися компенсаційна пружина 6 при цьому компенсаційна пружина відає кінетичну енергію. Кінетична енергія визначається наступною залежністю.

$$-W_{K6} = \frac{m \cdot v^2}{2} \quad (3.31)$$

де  $m$  – маса компенсаційної пружини кг;

$v$  – швидкість плунжера м/с.

У міру спаду струму котушки зменшується магнітний потік і одночасно зменшується швидкість плунжера аж до його зупинки. Проте зупинка плунжера відбувається трохи раніше до повного припинення магнітного потоку, коли настає момент рівноваги дії магнітного потоку і сили стиску робочої пружини 7. В період рівноваги плунжер має потенціальний запас енергії. Що обчислюється наступною залежністю.

$$W_{п1} = m \cdot g \cdot h \quad (3.32)$$

де  $m$  – маса плунжера кг;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;

$h$  – довжина плунжера м.

Коли синусоїда міняє напрям, діод в схемі живлення відрізає її нижню частину і в другому циклі магнітний потік на плунжер не діє.

**Другий цикл перекачування. Рух плунжера праворуч.** Робоча пружина починає розпрямлятися, відаючи при цьому накопичену раніше кінетичну енергію

$$-W_{K7} = \frac{m \cdot v^2}{2} \quad (3.33)$$

де  $m$  – маса робочої пружини кг;

$v$  – швидкість плунжера м/с,

приводячи в протилежний рух при переміщенні плунжер. Швидкість плунжера починає зростати. При русі плунжера праворуч його кінетична енергія складає

$$W_{K1} = \frac{m \cdot v^2}{2} - \frac{1}{2} \overline{F}_{on} + \overline{F}_{TP} \quad (3.34)$$

де  $m$  – маса плунжера кг;

$v$  – швидкість плунжера м/с;

$\overline{F}_{on}$  – сила опору перекачувального матеріалу Н;

$\overline{F}_{mp}$  – сила тертя Н,

закривається нагнітальний клапан 9 при цьому потенціальна енергія складає

$$-W_{П9} = m \cdot g \cdot h - \overline{F}_{on} \quad (3.35)$$

де  $m = m_1 + m_2$  маса запірною елемента та маса притискувальної пружини кг;

$g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>;

$h$  – довжина притискувальної пружини м;

$\overline{F}_{on}$  – сила опору перекачувального матеріалу Н,

і процес перекачування поновлюється. Тиск перекачування зростає пропорційно збільшенню швидкості переміщення плунжера.

Одночасно відкривається всмоктувальний клапан 8 його кінетична енергія становить

$$W_{K8} = \frac{m \cdot v^2}{2} - \bar{F}_{np} \quad (3.36)$$

де  $m = m_1 + m_2$  маса запірною елемента та маса притискувальної пружини кг;

$v$  – швидкість плунжера м/с;

$\bar{F}_{np}$  – сила пружності Н,

і матеріал всмоктується в робочу порожнину насоса. З переміщенням плунжера праворуч, послаблюється стискання робочої пружини 7. Розпрямленню пружини перешкоджає зусилля перекачування матеріалу, зусилля на всмоктування матеріалу в робочу камеру і стискання компенсаційної пружини. Кінетична енергія компенсаційної пружини становить.

$$W_{K6} = \frac{m \cdot v^2}{2} \quad (3.37)$$

де  $m$  – маса компенсаційної пружини кг;

$v$  – швидкість плунжера м/с.

У міру послаблення робочої пружини швидкість руху плунжера зменшується, одночасно зменшується процес перекачування. До моменту припинення руху плунжера в котушку знову подається напруга і процес перекачування повторюється.

За розв'язками рівняння (3.29) і (3.31) на рисунку 3.6 побудовано графічні залежності. Їх аналіз дозволяє зробити висновок, що здебільшого на величину кінетичної та потенціальної енергії диференційного насоса впливає швидкість поступальних рухів плунжера, а для забезпечення належних показників продуктивності при збалансованих енергетичних витратах можна рекомендувати наступні діапазони параметрів роботи: кінетична енергія плунжера  $E = -0,1$  Дж; потенціальна енергія плунжера  $E = 4$  Дж; швидкість

руху плунжера ліворуч  $V = 8,63$  м/с; швидкість руху плунжера праворуч  $V = 9,33$  м/с. Наступний за вагомістю показник – кінетична енергія магнітного поля котушки, а найменший вплив на енергетичні витрати диференційного насоса має кінетична енергія робочої пружини.

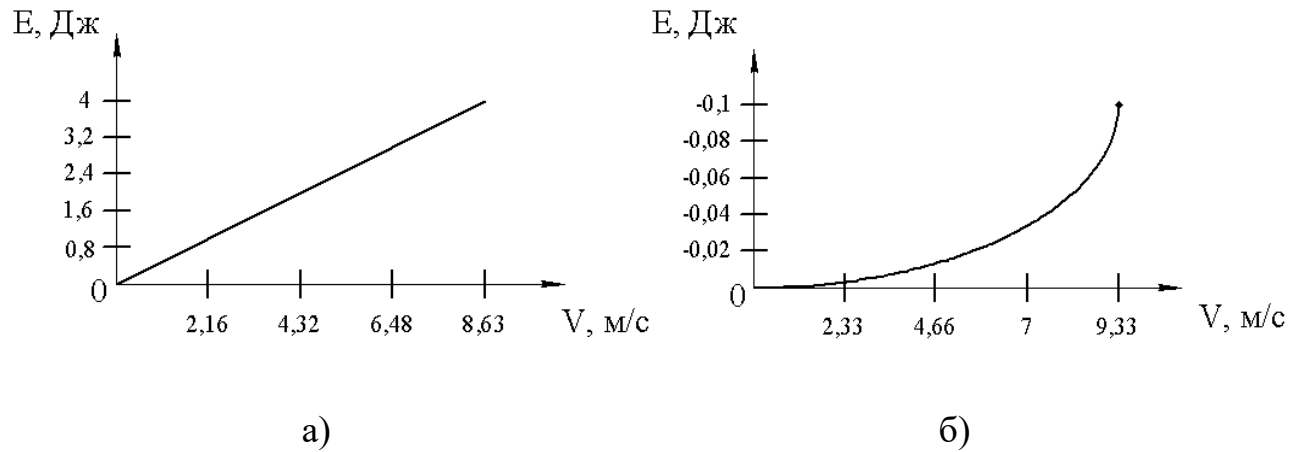


Рис. 3.6 – Графіки залежності швидкості руху плунжера, від незалежних факторів:

а – потенціальної енергії  $E$  плунжера; б – кінетичної енергії  $E$  плунжера.

Якщо збільшувати швидкість поступального руху плунжера ліворуч, то з одного боку це буде призводити до різкого зростання потенціальної енергії, а з іншого, у загальному випадку, до підвищення сили опору матеріалу. Якщо збільшувати швидкість поступального руху плунжера праворуч, то з одного боку це буде призводити до зростання кінетичної енергії, а з іншого, у загальному випадку, до підвищення сили тертя. Але враховуючи особливості конструкції досліджуваного диференційного насоса, в якого робоча пружина розташована так що плунжер не може рухатися ліворуч так щоб не стискати робочу пружину, слід враховувати опір робочої пружини в першому циклі перекачування. Жорсткість робочої пружини підсилює опір. Отже, виходячи з попередніх міркувань з урахуванням графічних залежностей (рис. 3.6) та аналітичного виразу (3.39) можна рекомендувати плунжер виготовлений з епоксидного клею діаметром 22,8 мм.

Дані таблиці 3.1 демонструють розподіл енергії по вузлах диференційного насоса. Енергія розподілена не рівномірно. Джерелом енергії є котушка, а вузли насоса являються споживачами.

Кінетична енергія робочої пружини в першому циклі додатна в другому від'ємна. Кінетична енергія компенсаційної пружини навпаки.

Кінетична енергія робочої пружини в першому циклі має більше значення ніж в другому. Кінетична енергія компенсаційної пружини в першому циклі має менше значення ніж в другому.

В першому циклі потенційна енергія всмоктувального клапана від'ємна в другому циклі кінетична енергія додатна. В першому циклі кінетична енергія нагнітального клапана додатна в другому циклі потенціальна енергія від'ємна.

Потенційна енергія всмоктувального клапана в першому циклі менша ніж кінетична в другому циклі. Кінетична енергія нагнітального клапана в першому циклі більша ніж потенціальна в другому. Кінетична енергія всмоктувального клапана більша ніж кінетична енергія нагнітального клапана.

Потенційна енергія плунжера в першому циклі більша ніж кінетична енергія в другому періоді. Незалежно від циклу перекачування при збільшенні діаметра плунжера зростає потенційна та кінетична енергія.

В першому циклі перекачування сумарна енергія витрат більша ніж в другому циклі.

Це тому, що в першому циклі робоча пружина стискається, а в другому розпрямляється. Через те що в першому циклі компенсаційна пружина збільшується в довжині, а в другому зменшується в довжині.

В першому періоді при закриванні всмоктувального клапана притискувальна пружина розтискається. В другому циклі під час відкривання всмоктувального клапана притискувальна пружина стискається. В першому такті при відкриванні накопичувального клапана притискувальна пружина

стискається. В другому періоді під час закривання нагнітального клапана притискувальна пружина розтискається.

Аргументацією цього є сила опору перекачувального матеріалу більша ніж сила пружності притискувальної пружини всмоктувального клапана. Сила пружності притискувальної пружини нагнітального клапана більша чим сила опору перекачувального матеріалу. Пояснюється це різною масою притискувальних пружин та запірних елементів всмоктувального та нагнітального клапанів.

Це пояснюється різною швидкістю плунжера. При збільшених геометричних розмірів плунжера зростає маса плунжера. Маса прямо пропорційна енергії як кінетичній, так і потенційній.

Перший етап транспортування характерний більшою кількістю вузлів що залучений при перекачуванні.

На (рис. 3.6) зображені графіки потенційної та кінетичної енергії. Практичні залежності було одержано внаслідок даних взятих з (табл. 3.1) (рис. 3.6. 1) демонструє лінійну залежність енергії від швидкості руху плунжера. (Рис. 3.6. 2) демонструє квадратичну залежність енергії від швидкості руху плунжера.

Продуктивність диференційного насоса електромагнітної дії

$$Q = V \cdot S \quad (3.38)$$

де  $V$  – швидкість плунжера м/с;

$S$  – площа поперечного перерізу компенсаційної камери см<sup>2</sup>.

За кількістю встановлених найбільш вагомих факторів відповідно до рекомендацій було складено план повного семи факторного експерименту. Він разом з послідовністю розрахунків щодо визначення функціональної залежності перший цикл перекачування енергії магнітного поля котушки  $W_m$ , Дж, кінетична енергія робочої пружини  $W_{к7}$ , Дж, кінетична енергія компенсаційної пружини  $W_{к8}$ , Дж, потенціальна енергія плунжера  $W_{n1}$ , Дж, потенціальна енергія всмоктувального клапана  $W_{n8}$ , Дж, кінетична енергія нагнітального клапана  $W_{к9}$ , Дж, кінетична енергія плунжера  $W_{к1}$ , Дж, другий

цикл перекачування кінетична енергія робочої пружини  $W_{к7}$ , Дж, кінетична енергія компенсаційної пружини  $W_{к8}$ , Дж, кінетична енергія всмоктувального клапана  $W_{к9}$ , Дж, потенціальна енергія нагнітального клапана  $W_{н9}$ , Дж, кінетична енергія плунжера  $W_{к1}$ , Дж привода диференційного насоса електромагнітної дії дослідного зразка котушка, робоча пружина, компенсаційна пружина, плунжер, всмоктувальний клапан, нагнітальний клапан також там представлено плунжер зі сталі діаметром 22,8 мм, плунжер зі сталі (розрізаний) діаметром 22,8 мм, плунжер зі сталі діаметром 29,8 мм, плунжер зі сталі (розрізаний) діаметром 29,8 мм, плунжер з епоксидного клею діаметром 22,8 мм, плунжер з епоксидного клею діаметром 29,8 мм, плунжер з чавуну діаметром 29,8 мм. Було встановлено граничні значення незалежних факторів, які значною мірою впливають на величину споживання енергії в вузлах диференційного насоса електромагнітної дії  $E$ , Дж (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 - Споживання енергії в вузлах диференційного насоса електромашинної дії

№ п/п	Назва пулнжера	Перший шкел перекачування										Другий шкел перекачування						
		Енергія магнітного поля котушки	Квиткова енергія компресійної пружини	Квиткова енергія роботи пружини	Потенціальна енергія пулнжера	Квиткова енергія магнітного клапана	Квиткова енергія пулнжера	Квиткова енергія роботи пружини	Квиткова енергія компресійної пружини	Квиткова енергія всмоктувального клапана	Потенціальна енергія магнітного клапана	Квиткова енергія всмоктувального клапана	Квиткова енергія роботи пружини	Квиткова енергія компресійної пружини	Квиткова енергія всмоктувального клапана	Квиткова енергія роботи пружини		
		$W_{\text{м.Дж}}$	$W_{\text{к.Дж}}$	$W_{\text{р.Дж}}$	$W_{\text{п.Дж}}$	$W_{\text{к.Дж}}$	$W_{\text{к.Дж}}$	$W_{\text{р.Дж}}$	$W_{\text{п.Дж}}$	$W_{\text{к.Дж}}$	$W_{\text{к.Дж}}$	$W_{\text{р.Дж}}$	$W_{\text{к.Дж}}$	$W_{\text{к.Дж}}$	$W_{\text{р.Дж}}$	$W_{\text{к.Дж}}$		
1.	Пулнжер з сталі діаметром 22,8 мм	1377	0,1	-0,16	11	4,26	-8,01	3,22	-0,15	0,18	0,2	5	3					
2.	Пулнжер з сталі (форіалки й) діаметром 22,8 мм	1377	0,1	-0,16	10,2	4,26	-8,01	3	-0,15	0,18	0,2	5	2,2					
3.	Пулнжер з сталі діаметром 29,8 мм	1377	0,1	-0,16	17,3	4,26	-8,01	6,2	-0,15	0,18	0,2	5	6,1					
4.	Пулнжер з сталі (форіалки й) діаметром 29,8 мм	1377	0,1	-0,16	17	4,26	-8,01	5,8	-0,15	0,18	0,2	5	5,7					
5.	Пулнжер з еросії діаметром 22,8 мм	1377	0,1	-0,16	4	4,26	-8,01	-0,1	-0,15	0,18	0,2	5	-1,3					
6.	Пулнжер з еросії діаметром 29,8 мм	1377	0,1	-0,16	7	4,26	-8,01	1,1	-0,15	0,18	0,2	5	0,1					
7.	Пулнжер з чавуну діаметром 29,8 мм	1377	0,1	-0,16	16	4,26	-8,01	5,5	-0,15	0,18	0,2	5	5,2					
										Всього: 1395 Дж							Всього: 10,4 Дж	

Роботу диференційного насоса електромагнітної дії характеризує наступна формула:

$$\begin{aligned}
 [n_{\text{лів.}}] &= [k] \cdot \frac{I}{[m]} \cdot [\mu] \cdot [d_1] = I \cdot \frac{I}{M} \cdot ML^{-1}T^{-1} \cdot L = \frac{M \cdot L}{M \cdot L \cdot T} = \frac{I}{T} = T^{-1} \\
 & , \\
 [k] &= \sqrt{\frac{[c_6] + [c_7]}{[m]}} = \sqrt{\frac{M \cdot T^{-2} + M \cdot T^{-2}}{M}} = \sqrt{\frac{M \cdot T^{-2}}{M}} = \sqrt{T^{-2}} = T^{-1} \\
 & , \\
 [h] &= \frac{[Q_0]}{[m]} = \frac{MLT^{-2}}{M} = L \cdot T^{-2} , \\
 [C_1] &= \frac{[c_6] \cdot ([\ell_{\text{нед.}}] - [\zeta_6])}{[m]} = \frac{MT^{-2} \cdot (L - L)}{M} = \frac{MT^{-2} \cdot L}{M} = L \cdot T^{-2} \\
 & .
 \end{aligned} \tag{3.39}$$

де  $m$  – маса плунжера кг;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості матеріалу м<sup>2</sup>/с;

$d_1$  – діаметр плунжера робочої камери мм;

$M$  – маса плунжера кг;

$L$  – довжина робочої та компенсаційної пружин м;

$T$  – циклічна (кругова) частота власних коливань матеріальної точки Гц;

$C_6$  – коефіцієнт жорсткості компенсаційної пружини Н/м;

$C_7$  – коефіцієнт жорсткості робочої пружини Н/м;

$Q_0$  – максимальне значення сили втягування плунжера Н;

$\ell_{\text{нед.}}$  – довжина недеформованої компенсаційної пружини м;

$\zeta_6$  – довжина компенсаційної пружини у початковому положенні плунжера м;

$C_1$  – вільний радикал;

$n_{\text{лів.}}$  – коефіцієнт затухання, який характеризує опір матеріалу при малих швидкостях руху матеріальної точки;

$k$  – циклічна (кругова) частота власних коливань матеріальної точки на пружині з коефіцієнтом жорсткості  $c_{екв.} = c_6 + c_7$ , Гц;

$h$  – найбільше значення доданка, яке визначає максимальну величину прискорення руху розглядуваної точки  $a_{max} = h + C_1$ .

За розв'язками рівняння (3.39) на (рис. 3.7) побудовано графічні залежності. З метою дослідження роботи диференційного насоса електромагнітної дії, яка розглядається у роботі, за аналогічною з попереднім експериментом методикою проведено шість груп дослідів. У першій групі вивчалась дія магнітного потоку на плунжер, згідно зі схемою показаною на (рис. 2.10) У другій – зусилля опору пружини. У третій – швидкість руху плунжера. У четвертій – розглянуто роботу всмоктувального клапана. У п'ятій – продемонстровано роботу нагнітального клапана. У шостій – витрата матеріалу. За результатами визначення магнітного потоку, жорсткості компенсаційної та робочої пружин, швидкості руху плунжера, часу спрацювання всмоктувального клапана, часу спрацювання нагнітального клапана, продуктивності диференційного насоса електромагнітної дії були побудовані графіки (рис. 3.7).

Порівнюючи дію магнітного потоку на плунжер (рис. 3.7), та швидкість руху плунжера, можемо зробити висновок, що під час подачі струму на котушку диференційного насоса плунжер не відразу починає рух, а тільки згодом коли котушка достатньо його намагнітить. Так і плунжер припиняє свій рух раніше ніж котушка повністю припиняє працювати. Порівнюючи швидкість руху плунжера та витрату матеріалу диференційного насоса можемо зробити висновок, що на продуктивність диференційного насоса сильно впливає час як відкривання, так і закривання нагнітального та всмоктувального клапанів. Зрозуміло, що існують відхилення від загальної тенденції, але, все ж таки, простежується закономірність у поліпшенні кількості перекачувального матеріалу внаслідок зменшення часу спрацювання нагнітального та всмоктувального клапанів.

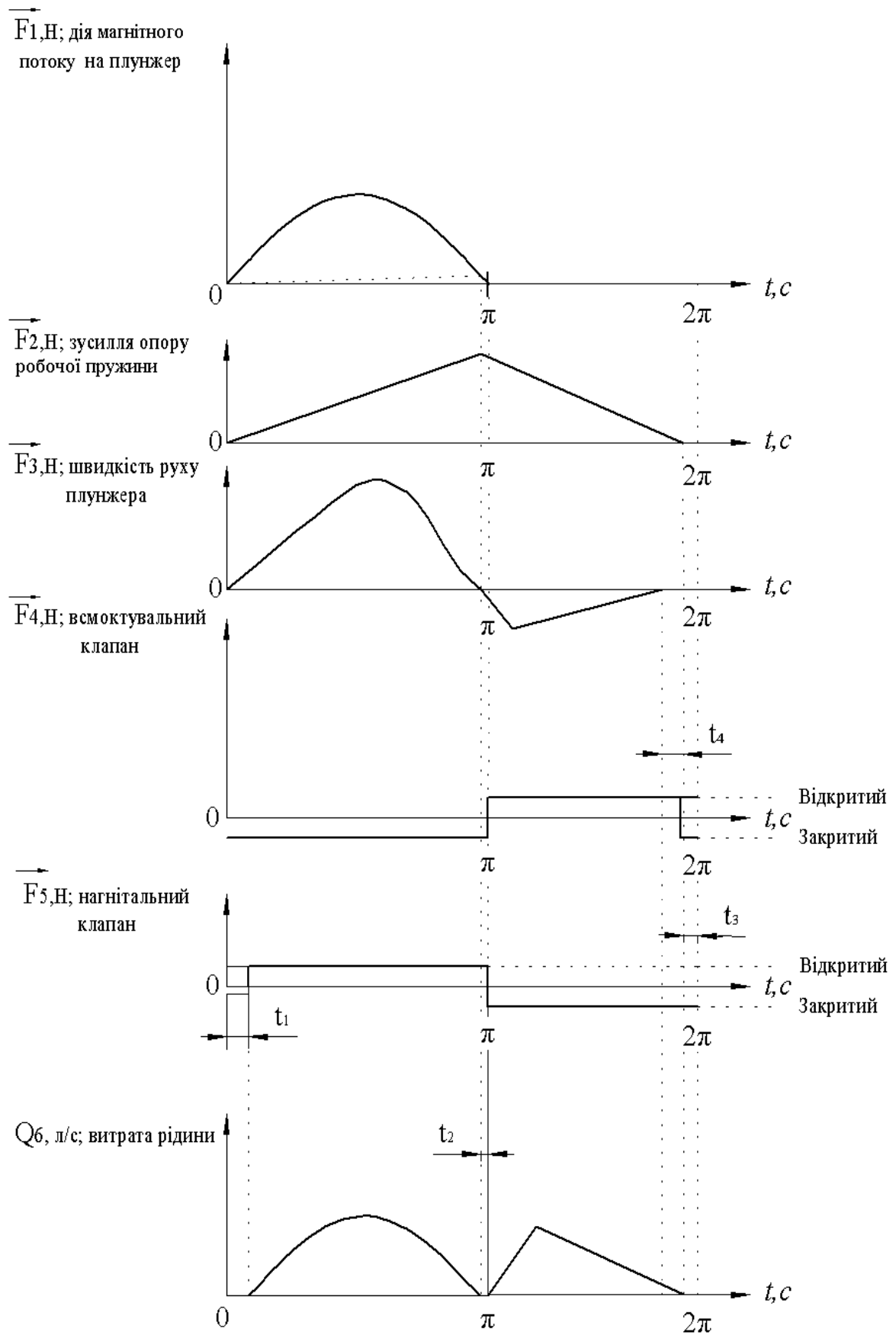


Рис. 3.7 – Графік перекачування матеріалу при дослідженні диференційного насоса електромагнітної дії:

Котушка 1 яка має геометричні параметри: ширина 30 мм, діаметр сердечника 32 мм, площа поперечного перерізу сердечника 402 мм<sup>2</sup>, матеріал корпусу котушки пластик, матеріал з якого була виготовлена котушка мідь, діаметр дроту 0,64 мм, кількість витків 1000. Також котушка має кінематичні характеристики: напруга живлення 220 В, струм що проходить крізь обмотку 0,6 А, потужність 132 Вт, активний опір котушки 24 Ом, реактивний опір 13502 Ом, ЕРС самоіндукції 212 В, енергія магнітного поля 1377 Дж

поступає електричний струм, частотою 50 Гц який змінюється по синусоїді і наводить магнітний потік 310 Вб на плунжер, (3.13., 3.20) має геометричні параметри: ліворуч зовнішній діаметр 22,8 мм, внутрішній діаметр 13 мм, праворуч зовнішній діаметр 15,8 мм, внутрішній діаметр 5 мм, матеріал з якого виготовлено плунжер сталь. Кінематичні параметри: струм Фуко 23,3 А, ЕРС плунжера 51,4 В, температура нагрівання 70 °С. Плунжер (3.14., 3.21) має геометричні параметри: ліворуч зовнішній діаметр 29,8 мм, внутрішній діаметр 20 мм, праворуч зовнішній діаметр 17,8 мм, внутрішній діаметр 8 мм, матеріал з якого виготовлено плунжер чавун. Кінематичні параметри: струм Фуко 3 А, ЕРС плунжера 31 В, температура нагрівання плунжера 35 °С.

Формула визначає температуру нагрівання плунжера

$$T = I^2 \cdot X_L \cdot t \quad (3.40)$$

де  $I$  – струм що проходить крізь котушку А;

$X_L$  – реактивний опір котушки Ом;

$t$  – час проходження струму крізь котушку сек.

Таблиця 3.5 – Фізичні параметри диференційного насоса електромагнітної дії

№ за/п	Тип плунже ра	Теоретичні дані						Практичні дані					
		Реактивний опр обмотки	ЕРС плунжер а П, В	Струм Фуко I, А	Темпер атура нагрівання плунжер а t, 0С	Темпер атура при перекручуванні плунжер а t, 0С	Час роботи котушки t, хв	Реактивний опр котушки X, Ом	ЕРС плунжер а П, В	Струм Фуко I, А	Початкова температура плунжер а t, 0С	Темпер атура нагрівання плунжер а t, 0С	Темпер атура при перекручуванні плунжер а t, 0С
1	Сталевий 22,8 мм		32	2,4	60	-19,4		51,4	23,3		70	-5,4	
2	Сталевий 29,8 мм	27130	65,1	2	304	-29	13502	50,2	15	18	75	-7	
3	Чавунний 29,8 мм		58	2,1	46	-3		31	3		35	-3	

Примітки: Знак «-» означає ендотермічний процес.

За кількістю встановлених найбільш вагомих факторів відповідно до рекомендацій було складено план повного трифакторного експерименту. Він встановлений експериментальним шляхом реактивний опір котушки  $X$ , Ом, час роботи котушки  $t$ , хв, початкова температура плунжера  $t$ ,  $^{\circ}\text{C}$  щодо визначення функціональної залежності ЕРС плунжера  $U$ , В привода диференційного насоса електромагнітної дії дослідного зразка плунжера, також там представлено струм Фуко  $I$ , А. Було встановлено граничні значення незалежних факторів, які значною мірою впливають на величину температури нагрівання плунжера  $t$ ,  $^{\circ}\text{C}$ , температура плунжера при перекачуванні  $t$ ,  $^{\circ}\text{C}$  (табл. 3.2).

За розв'язками рівняння (3.3) на (рис. 3.8) побудовано графічну залежність. Також на (рис. 3.9) наведений тривимірний графік залежностей температури плунжера  $t$ ,  $^{\circ}\text{C}$ , від незалежних факторів, побудованому у програмному середовищі *Maple*. Їх аналіз дозволяє зробити висновок, що здебільшого на величину температури плунжера впливає частота поступальних рухів, а для забезпечення належних показників продуктивності й швидкості перекачування матеріалу при збалансованих енергетичних витратах можна рекомендувати наступні діапазони параметрів роботи: плунжер виготовлений з чавуну діаметром 29,8 мм; температура нагрівання плунжера  $35^{\circ}\text{C}$ ; струм Фуко що циркулює в плунжері 3 А. Наступний за вагомістю показник – реактивний опір котушки, а найменший вплив на нагрівання плунжера має електрорушійна сила плунжера.

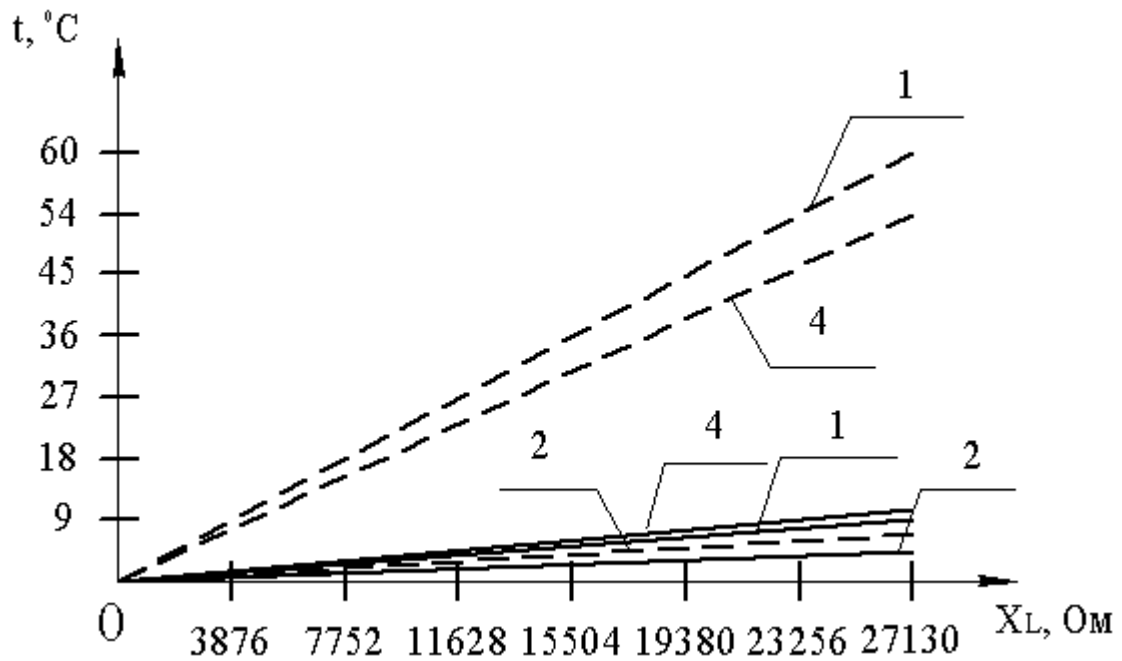


Рис. 3.8 – Графік залежності температури нагрівання плунжера від реактивного опору обмотки:

1, 2, 4 – відповідно плунжер сталевий діаметр якого 22,8 мм, плунжер чавунний діаметр якого 29,8 мм, плунжер сталевий діаметр якого складає 29,8 мм; (теоретичні значення);

1, 2, 4 – відповідно плунжер сталевий діаметр якого 22,8 мм, плунжер чавунний діаметр якого 29,8 мм, плунжер сталевий діаметр якого складає 29,8 мм; (експериментальні значення).

За результатами виконання плану експерименту рівняння регресії у кодованому варіанті матиме вигляд:

$$\begin{cases} S_1 t^{\circ}C = 2,4617 \cdot 10^{-11} + 1,4 \cdot W + 3,071710^{-11} \cdot X_L \\ S_2 t^{\circ}C = 6,145610^{-11} + 1,5 \cdot W + 7,676410^{-11} \cdot X_L \\ S_3 t^{\circ}C = 1,230810^{-11} + 0,7 \cdot W + 1,535910^{-11} \cdot X_L \end{cases}$$

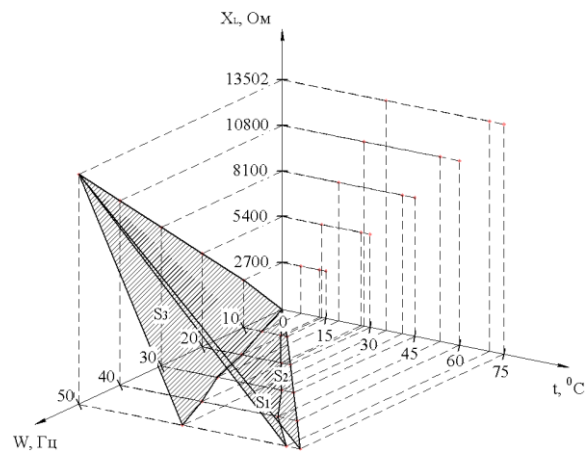


Рис. 3.9 – Тривимірний графік температурно – опірних характеристик.

$$W = f(X_L, t) .$$

Якщо збільшувати частоту поступальних рухів плунжера диференційного насоса, то з одного боку це буде призводити до різкого зростання температури плунжера, а з іншого, у загальному випадку, до підвищення інтенсивності перекачування. Але враховуючи особливості конструкції досліджуваного диференційного насоса, в якого є повітряний проміжок між котушкою та плунжером що утворений внаслідок товщини стінки циліндра в якому знаходиться плунжер, слід враховувати геометричне збільшення плунжера внаслідок нагрівання даний фактор впливає на довговічність роботи диференційного насоса. Зростання частоти струму його обмежує. Отже, виходячи з попередніх міркувань з урахуванням графічних залежностей (рис. 3.8 і рис. 3.9) та аналітичного виразу (3.4) можна рекомендувати робоче значення температури нагрівання плунжера 35 °С.

За розв'язками рівняння (3.10) на рис 3.10 побудовано графічні залежності. Також на рис 3.11 наведено тривимірний графік залежностей частоти руху плунжера  $f$ , Гц, від незалежних факторів, побудовані у програмному середовищі *Maple*. Їх аналіз дозволяє зробити висновок, що здебільшого на величину частоти руху плунжера диференційного насоса впливає сила тертя, а для забезпечення належних показників продуктивності й

ковзання при збалансованих енергетичних витратах можна рекомендувати наступні діапазони параметрів роботи: сила тертя  $\bar{F}_{mp} = 0,26$  Н; частота поступальних рухів плунжера  $f = 45,1$  Гц; маса плунжера  $m = 51$  гр. Наступний за вагомістю показник – маса плунжера, а найменший вплив на ковзання плунжера має сила тертя.

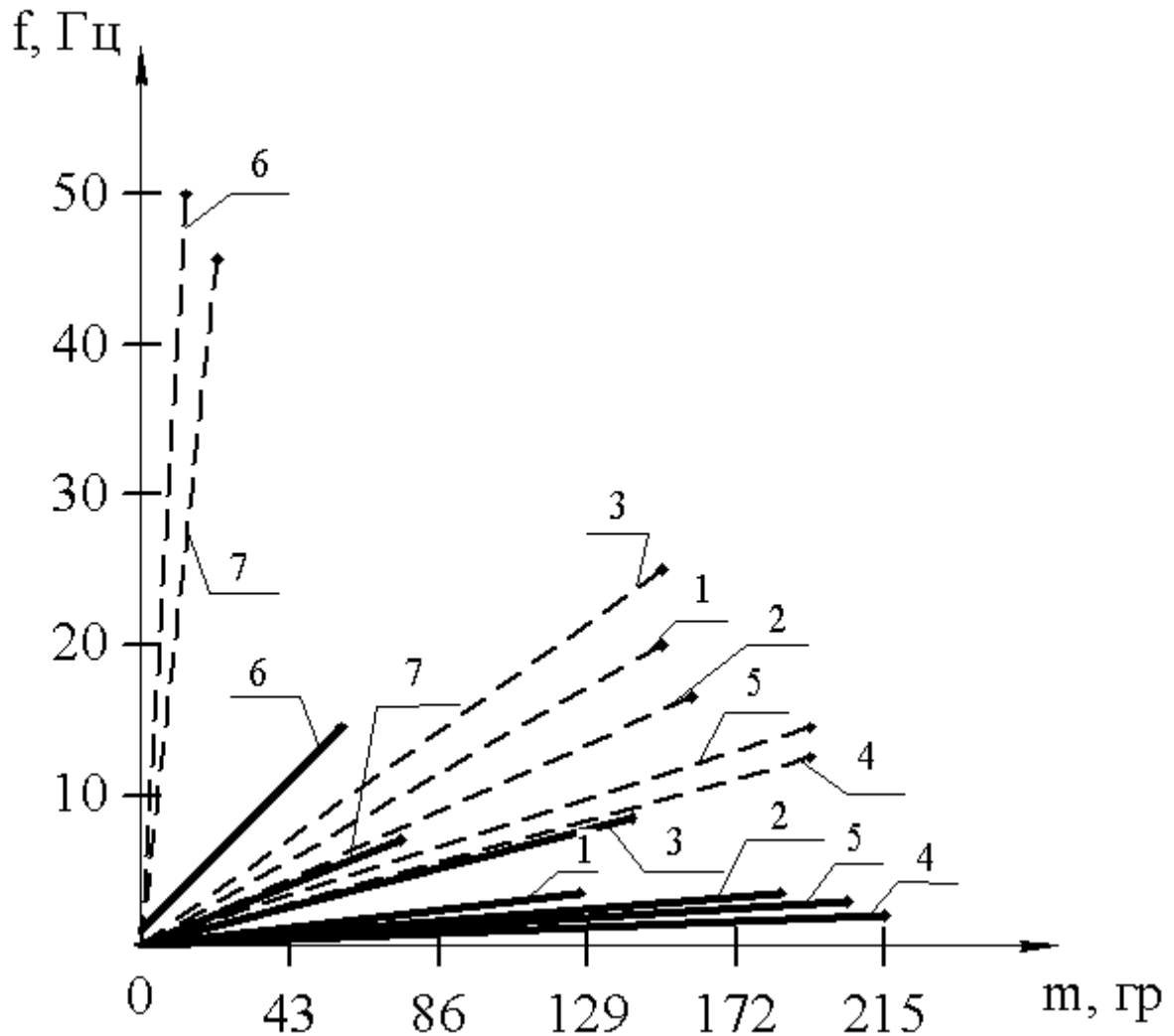


Рис. 3.10 – Графік залежності частоти струму, що живить котушку диференційного насоса, від маси плунжера та незалежних факторів:

1 – характеристика плунжера сталюого діаметра 22,8 мм; 2 – залежність плунжера з чавуну діаметром 29,8 мм; 3 – характеристика плунжера сталюого розрізаного діаметром 22,8 мм; 4 – залежність сталюого плунжера діаметром 29,8 мм; 5 – характеристика сталюого розрізаного плунжера діаметром 29,8 мм; 6 – залежність плунжера виготовленого з меленого заліза

діаметром 22,8 мм; 7 – характеристика плунжера виготовленого методом порошкової металургії діаметром 29,8 мм (теоретичні та практичні дані).

За результатами виконання плану експерименту рівняння регресії у

кодованому варіанті матиме вигляд:

$$\begin{cases} S_1 \bar{F}_{mp.} = -2,5925 \cdot 10^{-15} + 0,062 \cdot m + 1,9204 \cdot 10^{-13} \cdot f \\ S_2 \bar{F}_{mp.} = -6,1452 \cdot 10^{-12} + 0,0406 \cdot m + 1,6131 \cdot 10^{-9} \cdot f \\ S_3 \bar{F}_{mp.} = -6,1426 \cdot 10^{-12} + 0,0664 \cdot m + 1,6129 \cdot 10^{-9} \cdot f \\ S_4 \bar{F}_{mp.} = -2,5925 \cdot 10^{-15} + 0,04 \cdot m + 1,9204 \cdot 10^{-13} \cdot f \\ S_5 \bar{F}_{mp.} = -1,9619 \cdot 10^{-15} + 0,041 \cdot m + 5,3026 \cdot 10^{-14} \cdot f \\ S_6 \bar{F}_{mp.} = 6,9599 \cdot 10^{-13} + 0,0392 \cdot m - 2,0897 \cdot 10^{-10} \cdot f \\ S_7 \bar{F}_{mp.} = -2,6513 \cdot 10^{-14} + 0,0241 \cdot m + 5,5677 \cdot 10^{-11} \cdot f \end{cases}$$

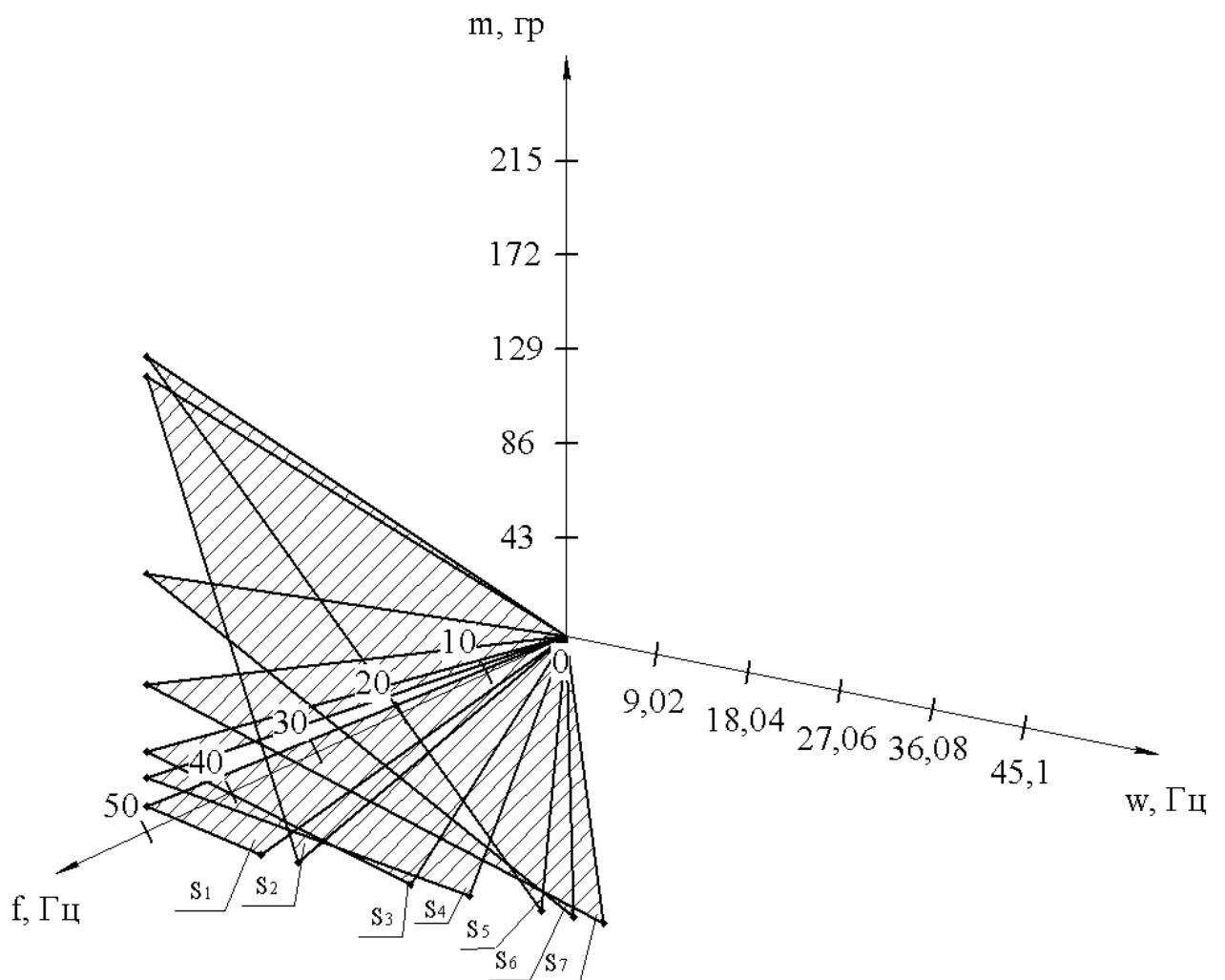


Рис. 3.11 – Тривимірні графіки залежності частоти струму  $f$ , Гц, яка живить котушку диференційного насоса, від незалежних факторів:

$$f = f(w, m).$$

Частота струму на котушку диференційного насоса подається сталою, було виготовлено 7 плунжерів з різного матеріалу, внаслідок різного матеріалу з якого виготовлено плунжери вони мають різну масу та силу тертя. Таким чином частота поступальних рухів плунжерів неоднакова. Якщо частота поступальних рухів плунжера максимальна, то з одного боку це буде призводити до зростання магнітного поля плунжера що направлене протилежно магнітному полю котушки, а з іншого, у загальному випадку, до підвищення продуктивності. Але враховуючи особливості конструкції досліджуваного диференційного насоса, в якого робоча та компенсаційна пружини беруть участь у коливаннях, слід враховувати жорсткості як робочої, так і компенсаційної пружин. Зростання частоти поступальних рухів плунжера обмежує. Отже, виходячи з попередніх міркувань з урахуванням графічних залежностей (рис. 3.10 і рис. 3.11) та аналітичного виразу (3.13) можна рекомендувати робоче значення частоти поступального руху плунжера диференційного насоса 45,1 Гц.

Порівнюючи експериментальні дані (рис. 3.10 та рис. 3.11) зі значеннями частоти поступального руху плунжера диференційного насоса розрахованими за теоретичною залежністю (3.52), можемо зробити висновок, що розбіжність у результатах не перевищує 12%. Причому в межах основних робочих частот поступального руху (близько 45,1 Гц) збіг є досить точним, що підтверджує необхідну точність запропонованої теоретичної методики.

Одночасно зменшується процес перекачування. До моменту припинення руху плунжера в котушку знову подається напруга і процес перекачування повторюється.

### **3.3 Вплив сили магнітного потоку на роботу диференційного насоса електромагнітної дії**

1) Для експериментальної перевірки ефективності запропонованого рішення з використання плунжера у конструкції диференційного насоса й

адекватності математичної моделі, запропонованої у розділі 2 через аналітичний вираз (3.46), було проведено ряд дослідів, у ході яких відбувалося втягування диференційного плунжера в котушку та стискання робочої пружини та статистичну оцінку їх результатів. Під час експериментів застосовувався плунжер [14, 15], що складається зі сталі, чавуну, епоксидного клею з наповнювачем. (ліворуч діаметр зовнішній  $d = 22,8$  мм, діаметр внутрішній 13 мм, праворуч діаметр зовнішній 15,8 мм, діаметр внутрішній 5 мм, густина сталі  $\rho = 7,8$  г/см<sup>3</sup>, колір – сріблястий). Під час досліджень спостерігалось незначне нагрівання котушки диференційного насоса. Потім відбувався суттєвий нагрів плунжера. Подача струму на котушку диференційного насоса відбувається поступово. Це зроблено для визначення точки рівноваги зусилля руху плунжера та робочої пружини. Після подачі малого струму плунжер залишався в нерухомому стані при поступовому збільшеному струму плунжер почав рухатися. Довжина плунжера та ширина котушки однакова і становить 80 мм.

Було приготовлено сім плунжерів з різного матеріалу. Неоднаковий матеріал з якого виготовлені плунжери зумовлює різну силу втягування. Силу втягування плунжера було виміряно за допомогою динамометра ГОСТ 1383 – 79. А саме перший плунжер має силу втягування 108 Н, другий 137 Н, третій 118 Н, четвертий 157 Н, п'ятий 147 Н, шостий 167 Н, сьомий 127 Н. Спершу в котушку насоса було поміщено плунжер діаметром 22,8 мм. Потім одночасно подавалась напруга на котушку насоса. Після того як динамометр показував максимальне значення на насос переставало подаватись живлення.

Так повторювалося п'ять разів. Результати дослідів було занесено до таблиці 3.3.

З метою встановлення продуктивності диференційного насоса електромагнітної дії, було експериментально визначено силу втягування плунжерів що виготовлені з різного матеріалу, проведено вимірювання сили втягування за допомогою індикатора годинникового типу ГОСТ 577 – 68.

Спочатку для знаходження сили втягування необхідно за допомогою омметра знайти опір котушки диференційного насоса. Потім за допомогою таблиці 3.2 виходячи з діаметра провідника яким намотано котушку та знаходимо максимально допустимий струм.

За кількістю встановлених найбільш вагомих факторів відповідно до рекомендацій було складено план повного двадцяти шести позиційних експериментів. Він встановлений експериментальним шляхом щодо визначення функціональної залежності активного опору котушки  $R$ , Ом, привода диференційного насоса електромагнітної дії дослідного зразка котушки, також там представлено номінальний діаметр дроту по міді  $d$ , мм, допустимого струму при номінальному навантаженні  $I$ , А. Було встановлено граничні значення незалежних факторів, які значною мірою впливають на величину напруги живлення котушки  $U$ , В (табл. 3.8).

Ураховуючи формулу Ома визначаємо напругу живлення котушки диференційного насоса:

$$U = I \cdot R \quad (3.41)$$

де  $I$  – струм що протікає крізь котушку А;

$R$  – опір котушки Ом.

Стальне осердя є однією частиною магнітопроводу, а іншою частиною, за допомогою якої замикається шлях магнітних силових ліній, служить плунжер.

Магнітне коло характеризується величиною магнітної індукції –  $B$ , яка залежить від напруженості поля та магнітної проникності матеріалу.

Напруженість магнітного поля котушки

$$H = I \frac{N}{\ell} \quad (3.42)$$

де  $I$  – струм що живить котушку А;

$N$  – кількість витків котушки;

$\ell$  – довжина провідника яким намотана котушка м.

Саме тому сердечники котушок насосів роблять зі сталі, що має високу магнітну проникність.

Своєю чергою від магнітної індукції залежить силовий потік, що позначається  $\Phi$ .

$$\Phi = B \cdot S \quad (3.43)$$

де  $B$  – магнітна індукція котушки Тл;

$S$  – площа поперечного перерізу плунжера  $\text{м}^2$ .

Таблиця 3.8 – Допустимий струм для дроту намотки

Номинальний діаметр (d) дроту (по міді), мм	Переріз мідного дроту ( $S_{\text{др}}$ ), $\text{мм}^2$	Максимальний діаметр дроту з ізоляцією, мм.		Допустимий струм А, при номінальному навантаженні		
		ПЭВ – 1	ПЭВ – 2 ПЭТВ	2 А/мм <sup>2</sup>	2,5 А/мм <sup>2</sup>	3 А/мм <sup>2</sup>
0,59	0,2734	0,64	0,66	0,547	0,683	0,820
0,62	0,3019	0,67	0,69	0,604	0,755	0,906
0,64	0,3217	0,70	0,72	0,643	0,804	0,965
0,67	0,3526	0,73	0,75	0,705	0,881	1,058
0,69	0,3739	0,74	0,77	0,748	0,935	1,122
0,72	0,4072	0,77	0,80	0,814	1,018	1,222
0,74	0,4301	0,80	0,83	0,860	1,075	1,290
0,77	0,4657	0,83	0,86	0,931	1,164	1,397
0,8	0,5027	0,86	0,89	1,005	1,257	1,508
0,85	0,5658	0,91	0,94	1,132	1,414	1,697
0,9	0,6362	0,96	0,99	1,272	1,590	1,909
1,0	0,7854	1,07	1,09	1,571	1,963	2,356
1,25	1,227	1,32	1,35	2,453	3,067	3,681
1,3	1,327	1,38	1,41	2,654	3,317	3,981
1,4	1,539	1,48	1,51	3,078	3,847	4,617
1,5	1,767	1,58	1,61	3,534	4,417	5,301
1,56	1,911	1,64	1,67	3,822	4,777	5,733
1,62	2,061	1,70	1,73	4,122	5,152	6,183
1,68	2,217	1,76	1,79	4,434	5,542	6,651
1,74	2,378	1,81	1,85	4,756	5,945	7,134
1,81	2,573	1,89	1,93	5,146	6,432	7,719
1,9	2,827	1,99	2,02	5,654	7,067	8,481
2,0	3,132	2,00	2,12	6,264	7,83	9,396
2,24	3,929	2,34	2,37	7,858	9,82	11,787
2,44	4,676	2,54	2,57	9,352	11,69	14,028
2,63	4,895	2,60	2,63	9,79	12,237	14,685

Силовий потік залежить також від так званої магніторушійної сили ( $E_m$ ), яка визначається числом ампер – витків на 1 см довжини шляху силових ліній і може бути виражена формулою:

$$\Phi = (E_m) \cdot (R_m) \cdot N \quad (3.44)$$

де  $N$  – число витків котушки;

$R_m$  – опір магнітопроводу Ом;

$E_m$  – магніторушійна сила котушки Н.

Опір магнітопроводу

$$R_m = \frac{L}{M \cdot S} \quad (3.45)$$

де  $L$  – середня довжина шляху силових магнітних ліній мм;

$M$  – магнітна проникність Гн/м;

$S$  – поперечний переріз плунжера м<sup>2</sup>.

При конструюванні диференційного насоса бажано отримати великий магнітний потік. Досягти цього можна, якщо зменшити магнітний опір. Для цього треба вибрати магнітопровід з найменшою довжиною шляху силових ліній і з найбільшим поперечним перетином, а як матеріал – сталь матеріал з великою магнітною проникністю.

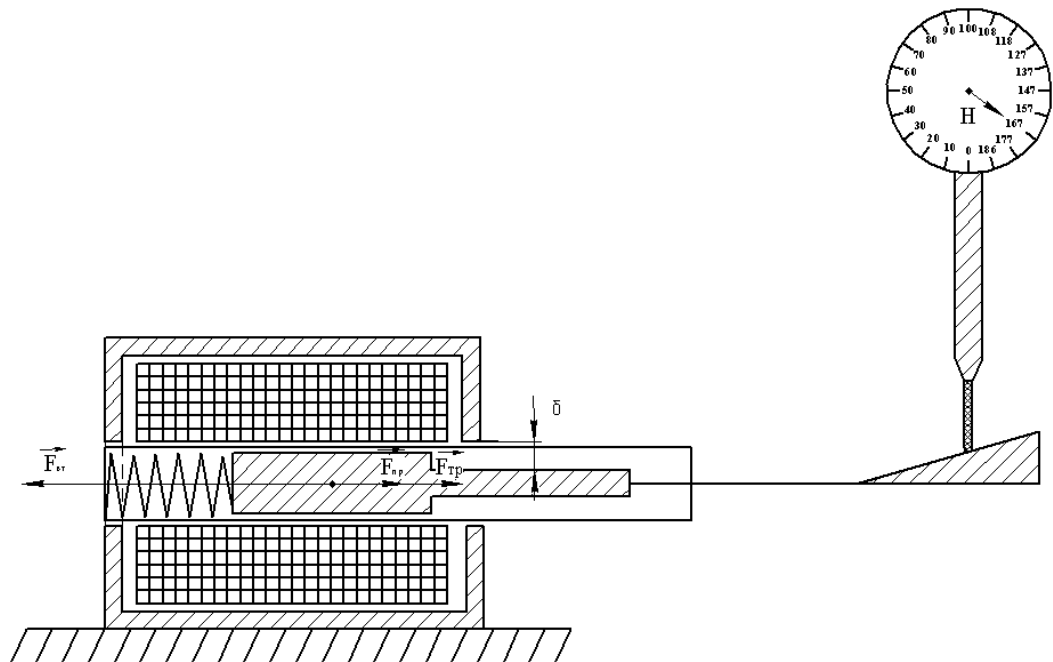


Рис. 3.29 – Кінематична схема диференційного насоса електромагнітної дії.

Інший шлях збільшення силового потоку шляхом збільшення ампер – витків не є прийнятним, оскільки з метою економії дроту та живлення слід прагнути зменшення ампер – витків. Зазвичай розрахунки диференційного насоса робляться за графіком 3.30. З метою спрощення розрахунків ми також

користуватимемося деякими висновками з графіків. Припустимо, потрібно визначити ампер – витки та силовий потік замкнутого сталюого магнітопроводу, зображеного на рис. 3.28 і зробленого із сталі найнижчої якості.

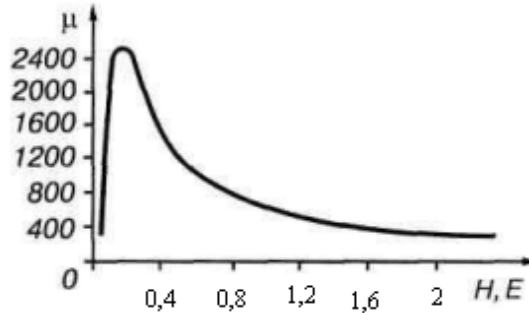


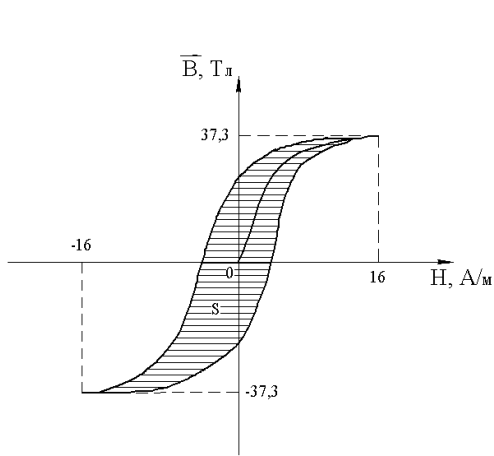
Рис. 3.30 – Залежність магнітної проникності плунжерів від напруженості магнітного поля котушки

З метою встановлення оптимального матеріалу з якого надалі буде виготовлений магнітопровід диференційного насоса, який розглядається у роботі. Було побудовано графік (рис. 3.30). Значення магнітної проникності плунжерів було взято з таблиці.

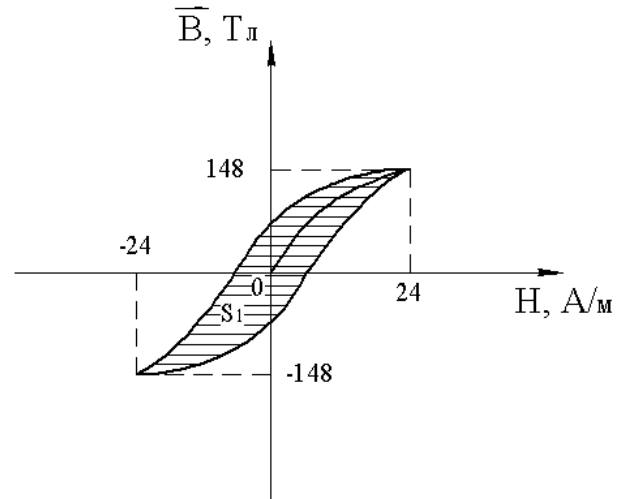
Слід зазначити, що підбір матеріалу для магнітопроводу буде точним при виконанні наступних умов, коли  $0 < \mu < 2400$  та  $0 < H < 2$ . Також при розгляді залежності (3.43) важливими є струм що живить котушку, а саме номінальна температура котушки при якій було отримано значення, кількість витків котушки, довжина провідника яким намотана котушка. Вони становили для  $I = 0,6$  А; для  $N = 1000$ ;  $\ell = 100$  м. що зображено на графіку у вигляді напруженості магнітного поля котушки  $H, E$  (рис. 3.30).

За розв'язками рівняння (3.44) на рисунку 3.31 побудовано графічні залежності. Їх аналіз дозволяє зробити висновок, що здебільшого на величину магнітної сприйнятливості плунжерів диференційного насоса впливає матеріал з якого плунжер був виготовлений, а для забезпечення належних показників продуктивності при збалансованих енергетичних витратах можна рекомендувати наступні діапазони параметрів роботи: індуктивність плунжера при намагніченні  $\vec{B} = 37,3$  Тл; напруженість магнітного поля

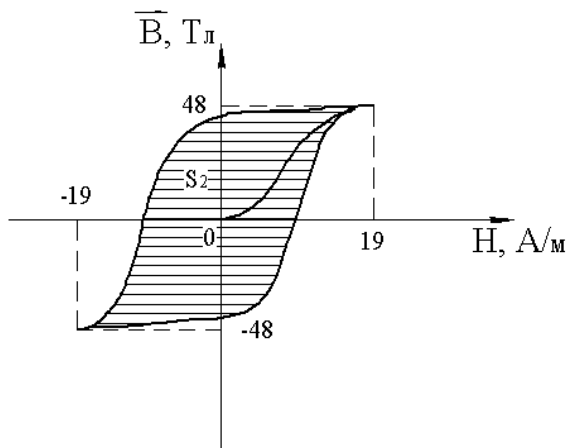
$H = 16$  А/м. Наступний за вагомістю показник – геометричні розміри плунжерів, а найменший вплив на намагніченість плунжерів має прошарок між котушкою та плунжером що зумовлений товщиною стінки корпуса диференційного насоса.



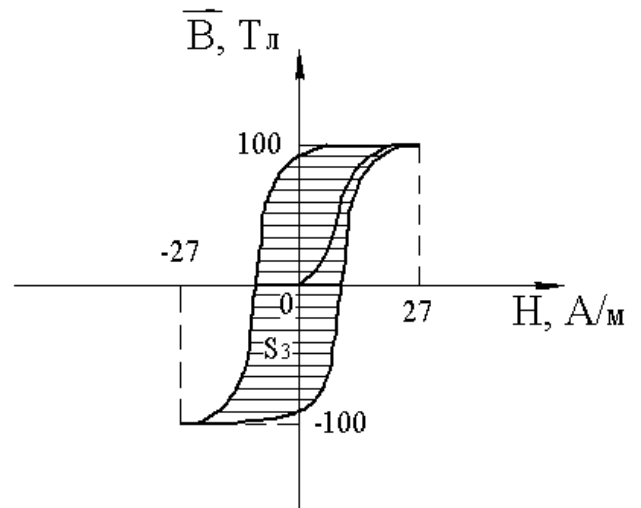
а)



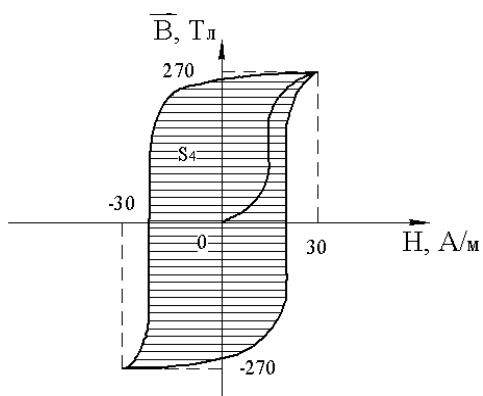
б)



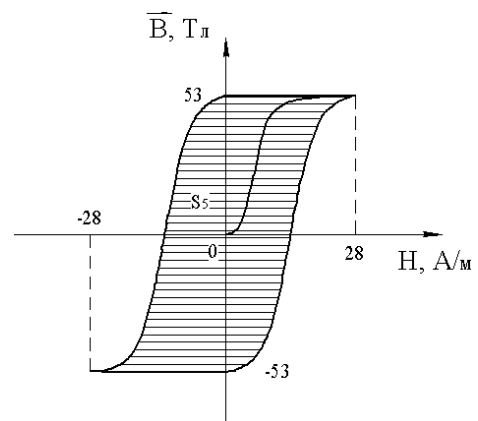
в)



г)



д)



е)

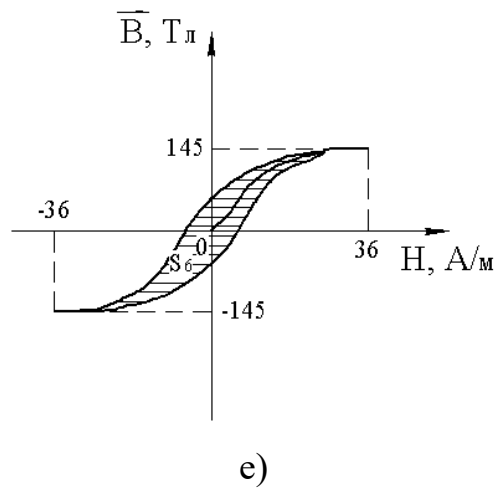


Рис. 3.31 – Графіки залежності плунжерів діаметром 22,8, 29,8 мм, від незалежних факторів:

а – плунжер виготовлений зі сталі; б – плунжер виготовлений зі чавуну; в – плунжер виготовлений зі сталі (розрізаний); г – плунжер виготовлений зі сталі; ґ – плунжер виготовлений зі сталі (розрізаний); д – плунжер виготовлений з подрібненого заліза; е – плунжер виготовлений методом порошкової металургії.

Якщо збільшувати струм що проходить крізь котушку диференційного насоса, то з одного боку це буде призводити до насичення плунжера, а з іншого, у загальному випадку, до підвищення інтенсивності перекачування. Але враховуючи особливості конструкції досліджуваного диференційного насоса, який дає змогу використовувати плунжери як 22,8, так і 29,8 мм [14], слід забезпечувати умову паралельності плунжера відносно котушки. Отже, виходячи з попередніх міркувань з урахуванням графічних залежностей (рис. 3.31 а) та аналітичного виразу (3.43) можна рекомендувати робочий плунжер виготовлений зі сталі діаметром 22,8 мм.

Петлі гістерезису плунжерів замкнена крива, називається петлею гістерезису. Вигляд цієї петлі для різних плунжерів різний. Площа петлі гістерезису пропорційна витраті енергії на одноразове перемагнічування робочого зразка. Точки перетину петлі гістерезису з координатними осями і є основними магнітними характеристиками матеріалів з яких виготовлено плунжери.

Розглядаючи графік (3.30) намагнічування сталі, неважко переконатися, що найвигіднішою є магнітна індукція в межах від 10 000 до 14 000 силових ліній на  $1 \text{ см}^2$ , що відповідає від 2 до 7 ампер – виток на 1 см. Для намотування котушок з найменшою кількістю витків і більш економічних у сенсі споживання електро енергії для розрахунків треба приймати саме цю величину (10 000 силових ліній на  $1 \text{ см}^2$  при 2 ампер – витках на 1 см довжини). У цьому випадку розрахунок може бути здійснений наступним чином. Так, при довжині магнітопроводу

$$L = L_1 + L_2 \quad (3.46)$$

де  $L_1$  – довжина зовнішнього магнітопроводу см;

$L_2$  – довжина плунжера см.

рівної  $19 \text{ см} + 8 \text{ см} = 27 \text{ см}$ , знадобиться  $2 \times 27 = 54$  ампер – витків.

$$S = \frac{3,14 \cdot D_2}{4} = 3,14 \text{ см}^2 \quad (3.47)$$

де  $D$  – діаметр сердечника см.

Звідси збуджувальний магнітний потік буде дорівнювати:

$$\Phi = B \cdot S \quad (3.48)$$

де  $B$  – магнітна індукція котушки Тл;

$S$  – площа поперечного перерізу плунжера  $\text{м}^2$ ,

$10000 \times 3,14 = 31400$  силових ліній. Можна обчислити і силу втягування котушки ( $\vec{F}$ ).

$$\vec{F} = \frac{W}{L} \cdot I \quad (3.49)$$

де  $W$  – кількість витків;

$L$  – довжина проводу намотаного на котушку м;

$I$  – струм що тече через котушку А.

За кількістю встановлених найбільш вагомих факторів відповідно до рекомендацій було складено план повного семи факторного експерименту. Він встановлений експериментальним шляхом щодо визначення функціональної залежності діаметра плунжера  $d$ , мм, привода диференційного насоса електромагнітної дії дослідного зразка плунжера, також там представлено матеріал з якого було виготовлено плунжера. Було

встановлено граничні значення незалежних факторів, які значною мірою впливають на величину сили втягування плунжера  $\vec{F}$ , Н (табл. 3.9).

Таблиця 3.9 – Класифікація плунжерів за силою втягування

№ п/п	Назва плунжера	Сила втягування $\vec{F}$ , Н
1	Плунжер виготовлений зі сталі діаметром 22,8 мм	108
2	Плунжер зі сталі (розрізаний) діаметром 22,8 мм	137
3	Плунжер виготовлений зі сталі діаметром 29,8 мм	118
4	Плунжер зі сталі (розрізаний) діаметром 29,8 мм	157
5	Плунжер з епоксидки 22,8 мм	147
6	Плунжер з епоксидки 29,8 мм	167
7	Плунжер з чавуну 29,8 мм	127

При визначенні сили втягування необхідно пам'ятати, що вона залежить не тільки від довжини магнітопроводу, а й від стикування плунжера і сердечника. Тому плунжер повинен точно прилягати до полюсних наконечників, інакше навіть найменші повітряні прошарки спричинять сильне зменшення сили втягування. Далі проводиться розрахунок котушки диференційного насоса. У нашому прикладі втягувальна сила 167 Н забезпечується 54 ампер – витками. Розглянемо, якими засобами можна отримати добуток  $N \cdot J = 54$  ампер – виткам. Очевидно, цього можна досягти шляхом використання великого струму при малій кількості витків котушки, наприклад 1,8 А і 30 витків, або шляхом збільшення числа витків котушки при зменшенні струму, наприклад 0,6 А і 1000 витків. Таким чином, щоб диференційний насос мав силу втягування 167 Н, на його сердечник можна намотати і 30 витків і 1000 витків, але при цьому змінити величину струму.

Звичайно, можна вибрати інше співвідношення. Однак зміна величини струму у великих межах не завжди можлива, оскільки вона обов'язково вимагатиме зміни діаметра дроту. Так, при короткочасній роботі (кілька хвилин) для дротів діаметром до 1 мм допустиму щільність струму, при якій не відбувається сильного перегрівання дроту, можна прийняти  $5 \text{ а/мм}^2$ . У нашому прикладі дріт повинен бути наступного перерізу: для струму  $2 \text{ а} - 0,4 \text{ мм}^2$ , а для струму  $0,25 \text{ а} - 0,05 \text{ мм}^2$ , діаметр дроту буде  $0,7 \text{ мм}$  або  $0,6 \text{ мм}$  відповідно. З одного боку, вибір діаметра дроту може визначатися наявним асортиментом дроту, з іншого – можливостями джерел живлення, як струмом, так і напругою. Дійсно, дві котушки, одна з яких виготовлена з товстого дроту в  $0,7 \text{ мм}$  і з невеликим числом витків — 30, а інша — з дроту в  $0,6 \text{ мм}$  і числом витків 1000, матимуть різкий опір. Знаючи діаметр дроту та його довжину, можна легко визначити опір.

Довжина дроту  $L$  дорівнює, добутку загальної кількості витків на довжину одного з них (середню):

$$L = N \cdot L_1 \quad (3.50)$$

де  $N$  – число витків котушки;

$L_1$  – довжина одного витка намотаного на котушку см.

2) Для експериментальної перевірки ефективності запропонованого рішення з використання плунжера у конструкції диференційного насоса й адекватності математичної моделі, запропонованої у розділі 2 через аналітичний вираз, було проведено ряд дослідів, у ході яких відбувався резонанс струму диференційного насоса (рис. 3.32) та статистичну оцінку його результату. Під час експериментів застосовувався коливальний контур [3, 13], що складається із конденсатора та котушки диференційного насоса. Під час досліджень було перевірено конденсатори та складена схема коливального контуру. Потім відбувалася подача струму. Подача струму на коливальний контур відбувалася поступово. З метою знаходження піка резонансу в схему було послідовно ввімкнено амперметр. Під час проведення експерименту диференційний насос був повністю складений.

Було приготовлено п'ять конденсаторів, місткість яких складає  $14 \text{ мкФ}$ ,

20 мкФ, 25 мкФ, 40 мкФ, 50 мкФ. В цих конденсаторах при заряджанні протікає різний струм. Струм в резонансному контурі було виміряно за допомогою амперметра. А саме перший конденсатор мав струм 0,8 А, другий 0,65 А, третій 0,6 А, четвертий 0,7 А, п'ятий 0,8 А.

Спершу в коливальний контур насоса було під'єднано конденсатор на 14 мкФ. Потім одночасно подавалась напруга на котушку насоса.

Після фіксації струму за допомогою амперметра на насос переставало подаватись живлення.

Так повторювалося п'ять разів. Результати досліду було занесено до таблиці 3.9.

Для встановлення магнітної індуктивності  $L$ , котушки диференційного насоса зображеної на схемі 3.32 було виміряно струм що проходить через котушку за допомогою амперметра ГОСТ 8711 – 60. Ураховуючи магнітний потік котушки та частоту струму  $f$ , можна визначити місткість конденсатора  $C$ . Магнітна індуктивність котушки диференційного насоса визначалась наступним способом: спочатку за допомогою амперметра зроблено заміри струму що протікає крізь обмотку з магнітопроводом, а потім було виміряно струм без магнітопроводу. Магнітну індукцію визначено як частку вимірів без магнітопроводу і з магнітопроводом.

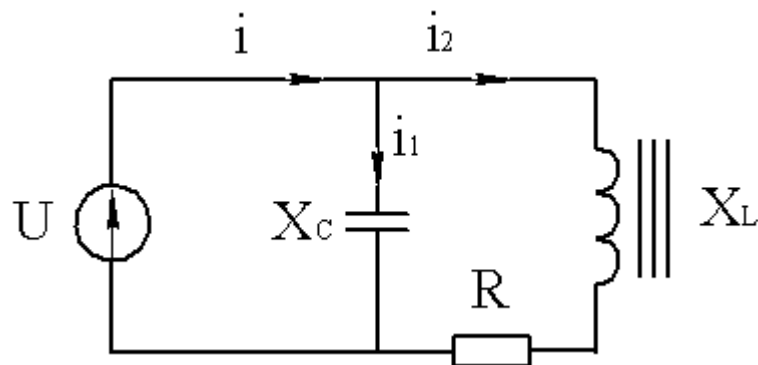


Рис. 3.32 – Схема коливального контуру

В електричних колах синусоїдального струму з паралельним з'єднанням реактивних елементів може виникати резонанс струмів. Це можливо у випадку, коли деякі витки мають індуктивну складову опору, а деякі – місткісну. Резонанс струмів – це особливий стан кола

синусоїдального струму з паралельним з'єднанням елементів, що виникає коли реактивна індуктивна провідність дорівнює реактивній місткісній провідності цього кола, тобто за умови, що  $B_L = B_C$ .

Повна провідність резонансного кола дорівнює

$$Y = \sqrt{G^2 + (X_L - X_C)^2} \quad (3.51)$$

де  $X_L$  – реактивний опір котушки Ом;

$X_C$  – реактивний опір конденсатора Ом;

$G$  – активна провідність кола.

Умови резонансу струмів  $B_L = B_C$  можна записати через відповідні параметри кола. Реактивна відповідність котушки, що має активний опір  $R$ , визначається таким чином

$$B_L = \frac{X_L}{Z^2} - \frac{X_L}{R^2 + X_L^2} - \frac{w \cdot L}{R^2 + w^2 \cdot L^2} \quad (3.52)$$

де  $X_L$  – реактивний опір котушки Ом;

$L$  – магнітна індуктивність котушки Гн;

$Z$  – повний опір кола;

$R$  – активний опір котушки Ом;

$w$  – частота струму Гц,

а провідність конденсатора таким

$$B_C = \frac{X_C}{Z^2} = \frac{1}{X_C} = w \cdot C \quad (3.53)$$

де  $X_C$  – реактивний опір конденсатора Ом;

$C$  – місткість конденсатора мкФ;

$Z$  – повний опір кола;

$w$  – частота струму Гц.

Тоді умову резонансу можна записати так

$$\frac{w \cdot L}{R^2 + w^2 \cdot L^2} = wC \quad (3.54)$$

де  $C$  – місткість конденсатора мкФ;

$L$  – магнітна індуктивність котушки Гн;

$R$  – активний опір котушки Ом;

$w$  – частота струму Гц.

З останнього виразу випливає, що резонанс струму можна отримати, змінюючи один з параметрів  $R$ ,  $L$ ,  $C$ , та  $w$ , за умови, що інші є незмінними.

При дослідженні котушки диференційного насоса електромагнітної дії резонанс струмів досягається шляхом зміни місткості  $C$  батареї конденсаторів.

В ході, проведення, експерименту спостерігалися наступні кінематичні процеси: при підключенні паралельно конденсатора на 14 мкФ струм, що протікав через контур, складав 0,8 А, при підключенні конденсатора номіналом 20 мкФ струм складав 0,65 А, при підключенні конденсатора величиною 25 мкФ спостерігався струм 0,6 А, конденсатор 40 мкФ струм 0,7 А, місткість 50 мкФ струм контуру 0,8 А. З вищевикладеного стає зрозуміло що для забезпечення стабільної роботи котушки диференційного насоса оптимальна місткість конденсатора складає 25 мкФ.

Зі зміною місткісної провідності  $B_C$  змінюються повна провідність  $Y$ , струм в нерозгалуженій частині кола  $I$  та коефіцієнт потужності  $\cos \varphi$  кола.

Було встановлено граничні значення незалежних факторів, які значною мірою впливають на величину мінімального струму живлення котушки  $I$ , А (табл. 3.10).

Таблиця 3.10 – Таблиця резонансу

№ п/п	Струм який проходить крізь катушку I, А	Ємність необхідна для резонансу C, мкФ
1	0,8	14
2	0,65	20
3	0,6	25
4	0,7	40
5	0,8	50

Вказані залежності називаються резонансними кривими. Аналіз цих залежностей показує, що зі зростанням місткості повна провідність кола спочатку зменшується, сягає мінімуму коли  $B_L = B_C$ , потім зростає.

За розв'язками рівняння (3.51) на рисунку 3.33 побудовано графічну залежність. З метою зменшення струму що живить катушку диференційного насоса, яка розглядається у роботі, за аналогічною з попереднім експериментом методикою проведено п'ять груп дослідів. У першій групі застосовувався конденсатор місткістю 14 мкФ, згідно зі схемою показаною на (рис. 3.13 а). У другій – застосовувався конденсатор місткістю 20 мкФ. У третій – застосовувався конденсатор місткістю 25 мкФ. У четвертій – застосовувався конденсатор місткістю 40 мкФ. У п'ятій – застосовувався конденсатор місткістю 50 мкФ. За результатами визначення струму що проходить крізь катушку  $I$  був побудований графік (рис. 3.33).

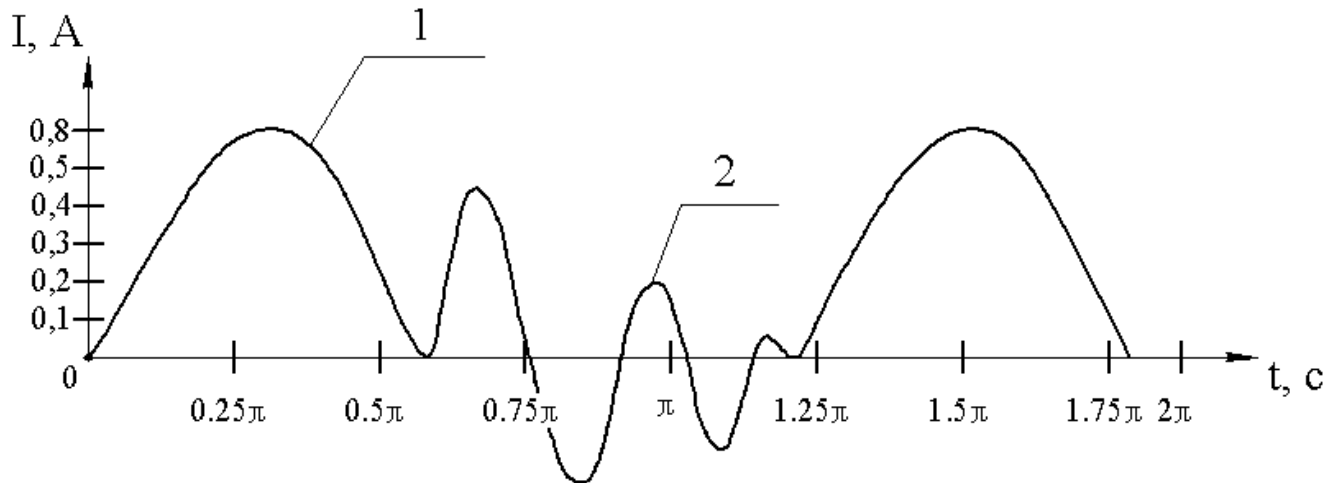


Рис. 3.33 – Графік який був отриманий при резонансі при дослідженні диференційного насоса:

1 – залежність, що демонструє струм який живить котушку диференційного насоса електромагнітної дії; 2 – залежність, що демонструє розряд конденсатора при резонансі.

Порівнюючи струми що живлять котушку диференційного насоса електромагнітної дії, крива 1 (рис. 3.33), та залежність що демонструє розряд конденсатора, крива 2, можемо зробити висновок, що запропоноване конструктивне рішення дає бажаний результат і є обґрунтованим, бо присутність конденсатора в коливальному контурі забезпечує зменшення струму що проходить крізь котушку на 75% за інших рівних умов по завершенню робочого циклу. Зрозуміло, що існують відхилення від загальної тенденції, але, все ж таки, простежується закономірність у зменшенні струму що проходить крізь котушку диференційного насоса таким чином знижується споживана потужність диференційного насоса електромагнітної дії.

Характер зміни струму такий самий, як і повної провідності, оскільки струм прямо пропорційний повній провідності.

$$I = U \cdot Y \quad (3.55)$$

де  $U$  – напруга живлення резонансного кола;

$Y$  – повна провідність резонансного кола.

Коефіцієнт потужності  $\cos \varphi$  зі зростанням місткості зростає, приймає максимальне значення під час резонансу, а потім зменшується, наближується до нуля, оскільки  $\cos \varphi = \frac{G}{Y}$ .

Найпростіше резонансне коло (3.29) застосовується в конструкції диференційного насоса електромагнітної дії разом з котушкою як коливальні контури, в якому резонанс досягається за певного значення частоти вхідного сигналу.

### 3.4 Висновки за третім розділом

1. За результатами експериментальних досліджень робочих процесів диференційного насоса електромагнітної дії підтверджено адекватність математичної моделі приводу плунжера, яку можна використовувати для розрахунку параметрів насоса.

2. За експериментами з конденсаторами місткістю 14 мкФ, 20 мкФ, 25 мкФ, 40 мкФ, 50 мкФ, спостерігалось наступне: при підключенні конденсатора на 14 мкФ струм конденсатора складав 0,8 А; для конденсатора в 20 мкФ струм 0,65 А, в 25 мкФ струм 0,6 А, в 40 мкФ струм 0,7 А, в 50 мкФ струм 0,8 А. Отже, з вищевикладеного встановлено, що для забезпечення стабільності роботи котушки диференційного насоса оптимальна місткість конденсатора складає 25 мкФ. Аналіз резонансних кривих дозволяє зробити наступні висновки: повна провідність кола в стані резонансу мінімальна і дорівнює активній провідності  $Y = \sqrt{G^2 + (B_L - B_C)^2} = G$ . Мінімальна провідність кола спричинює мінімальний струм  $I = U \cdot Y = U \cdot G$ . Місткісний струм  $I_2$  та

індуктивна складова  $I_L$  струму котушки  $I_1$  однакові за величиною, а активна складова струму котушки  $I_R$  дорівнює струму  $I$ ;  $I_L = B_L \cdot U = B_C \cdot U = I_2$ ;  $I_R = G \cdot U = Y \cdot U = I$ . Реактивні складові струму  $I_L$  та  $I_2$  можуть приймати досить великі значення, які перевищують значення струму  $I$ . Реактивна складова повної потужності, яку споживає коло, в стані резонансу, коли  $B_L = B_C$ , дорівнює нулю:  $Q = B_L \cdot U^2 - B_C \cdot U^2 = Q_L - Q_C = 0$ . Повна потужність кола в стані резонансу дорівнює її активній складовій  $S = Y \cdot U^2 = G \cdot U^2 = P$ .

$$\text{Коефіцієнт потужності кола } \cos \varphi = \frac{P}{S} = \frac{G \cdot U^2}{Y \cdot U^2} = 1.$$

3. З експерименту встановлено, що продуктивність насоса залежить від частоти (зі збільшенням частоти збільшується і продуктивність), але зі збільшенням частоти збільшуються струми Фуко в плунжері в наслідок, цього плунжер перегрівается; плунжер має масу, тому при збільшенні частоти магнітні полюси котушки будуть змінюватись так швидко, що плунжер не встигатиме втягуватись в котушку. Тому існує обмеження на частоту. Продуктивність насоса залежить від компенсаційної, а тиск від робочої пружини. Робоча пружина відповідає за тиск нагнітання в трубопроводі, а компенсаційна – за продуктивність диференційного насоса.

4. Здійснено підбір матеріалу, з якого вироблено плунжер насоса. Внаслідок цього спираючись на вольт – амперні характеристики кожного з виготовлених заготовок, отримаємо висновок, що виготовлення плунжера монолітним не раціонально. Застосування монолітного плунжера призводить до збільшення витрат електроенергії. З метою недопущення економічно необґрунтованих енерговитрат запропоновано та впроваджено заготовку плунжера, яка розрізана по всій своїй довжині. Через це в нашому виробі циркулюють набагато менші струми Фуко, більша частина енергії витрачається не на нагрівання плунжера, а на його втягування. Котушка споживає менше електроенергії.

5. Встановлено, що енергоспоживання диференційного насоса залежить від кінетичної енергії робочої пружини, кінетичної енергії компенсаційної пружини, потенціальної енергії плунжера, потенціальної енергії всмоктувального клапана, кінетичної енергії нагнітального клапана, кінетичної енергії плунжера, кінетичної енергії всмоктувального клапана, потенціальної енергії нагнітального клапана. Представлені енергії своєю чергою залежать від опору робочої пружини, опору компенсаційної пружини, струмів Фуко, температури плунжера, маси підтиску вальної пружини та запірного елемента, сили тертя, нагрівання котушки, диференційного насоса, ширини котушки, сили втягування плунжера, від повітряного проміжку між котушкою та плунжером, частоти струму, активного опору котушки, реактивного опору котушки, опору перекачувального матеріалу.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Виконано аналіз конструкцій обладнання для перекачування матеріалу з густиною  $1015 \text{ кг/м}^3$ , який показав доцільність створення та дослідження малогабаритного диференційного насоса електромагнітної дії плунжером диференційного насоса з циліндричною поверхнею та диференційною зовнішньою будовою.

2. Знайдено теоретичні залежності й оцінено вплив на споживання насосом потужності від фізико – механічних властивостей матеріалу, кінематичних параметрів плунжера та об'єму робочої камери. На основі повного трифакторного експерименту підтверджено теоретичну модель споживання диференційним насосом потужності  $P$ , Вт, шляхом знаходження диференційних рівнянь (адекватність з ймовірністю 0,95).

## ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Veleschuk V. Current – voltage characteristic and electroluminescence of UV LEDs 365 nm at liquid nitrogen temperature / V. Veleschuk, A. Vlasenko, Z. Vlasenko, I. Petrenko, Y. Malyi, V. Borshch, O. Borshch, A. Shefer. // *Optica Applicata*. – 2019. – Vol. 49, № 1. – Pp. 125 – 133.

<https://doi.org/10.5277/j.renene.2019.03.041>

2. Straškraba I. Solution of a linear model of a single-piston pump by means of methods for differential equations in Hilbert spaces. / I. Straškraba. // *Aplikace matematiky*. – 1986. – 31(6). – Pp. 461 – 479.

doi: <https://doi.org/10.21136/am.1986.104224>

3. Jokar H. Tavakolpour – Saleh A. R. A novel solar – powered active low temperature differential Stirling pump / H. Jokar, A. R. Tavakolpour – Saleh, // *Renewable Energy*, 81. – 2015. – Pp. 319 – 337.

doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.03.041>

4. Hosseinejad M. Shamsi H. Fully differential charge – pump comparator-based pipelined ADC in 90 nm CMOS / M. Hosseinejad, H. Shamsi, // *Microelectronics journal*, 53. – 2016. Pp. 8 – 15.

doi: <https://doi.org/10.1016/j.mejo.2016.04.003>

5. Ловейкін В. С., Назаренко І. І., Онищенко О. Г. Теорія технічних систем: Навч. посібник. Київ-Полтава: ІЗМН-ПолтДТУ, 1998. 175 с.

<https://eruditor.io/file/710504/>

6. Ічанська Н. В. Групова класифікація еволюційних багатовимірних рівнянь другого порядку / Н. В. Ічанська. // Прикарпатський вісник НТШ. Серія: Число. – 2017. – № 1. – С. 53 – 61.

[http://nbuv.gov.ua/UJRN/Pvntsh\\_ch\\_2017\\_1\\_8](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Pvntsh_ch_2017_1_8).

7. Ічанська Н. В. Диференціальні рівняння інваріантні відносно групи Шредінгера і Галілея / Н. В. Ічанська, М. М. Серова. // Тези 70 – ої наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів університету. – Полтава. – ПолтНТУ. – 2018. – Т. 1. – С. 201.

<http://reposit.pntu.edu.ua/handle/PoltNTU/5616>

8. Ічанська Н. В. Групова класифікація нелінійних багатовимірних конформно інваріантних рівнянь / Н. В. Ічанська, Ю. Г. Подошвелев. // Збірник наукових праць Міжнародної конференції молодих математиків, присвяченій 100 – річчю з дня народження академіка НАН України Юрія Олексійовича Митропольського. – Київ. – К: ІМ НАНУ. – 2017. – С. 98 – 103.

<http://reposit.pntu.edu.ua/handle/PoltNTU/4488>

9. Shefer O. V. Synthesis of the Algorithm of Adaptive Compensation of Nonlinear Distortions for Informational Systems / O. V. Shefer, O. V. Shulha, N. V. Ichanska, C. S. Kozelkova. // International Journal of Engineering Technology. – 2018. – Vol. 7. – № 4.8. – Pp. 509 – 516.

<http://reposit.pntu.edu.ua/handle/PoltNTU/5481>

10. Кириленко О. В. Математичне моделювання в електроенергетиці / О. В. Кириленко, М. С. Сегеда, О. Ф. Будкевич, Т. А. Мазур, М. С. Сегеди. // Друге видання. – Львів: Видавництво львівської політехніки. – 2013. – С. 608.

ISBN: 978 – 617 – 607 – 376 – 5

<http://elib.chdtu.edu.ua/e-books/4114>

11. Sandip B. Mathematical modeling / B. Sandip. // New York, Manufacturing Rev. – 2014. – P. 276. ISBN 9781138495944

<https://www.routledge.com/Mathematical-Modeling-Models-Analysis-and-Applications/Banerjee/p/book/9781138495944>

12. Mark M. Mathematical Modeling / M. Mark // – New York, Manufacturing Rev. – 2013. – P. 378. ISBN – 10: 9780123869128 ISBN – 13: 978 – 0123869128

<https://www.amazon.com/Mathematical-Modeling-Mark-M-Meerschaert/dp/0123869129>

12. Курченко О. О. Інтегральне числення функції однієї змінної / О. О.

Курченко, // Київський національний університет ім. Тараса Шевченка. – 2016. – С. 140.

[http://www.mechmat.univ.kiev.ua/wp-content/uploads/2018/03/INTEGR\\_2016\\_M.pdf](http://www.mechmat.univ.kiev.ua/wp-content/uploads/2018/03/INTEGR_2016_M.pdf)

13. Онушко В. В. Електричні машини / В. В. Онушко, О. В. Шефер. // Полтава: ПолтНТУ. – 2015. – С. 536.

<https://nupp.edu.ua/page/profil-vikladacha-shefer-oleksandr-vitaliyovich.html>

14. Мандус В. І. Гідравлічні та аеродинамічні машини (насоси, вентилятори, газодуви, компресори) / В. І. Мандус. // Львів: Магнолія: іл. – (Вища освіта в Україні). – 2015. – С. 339. УДК 621.22(075.8)

[http://books.zntu.edu.ua/book\\_info.pl?id=114689](http://books.zntu.edu.ua/book_info.pl?id=114689)

15. Срібнюк С. М. Насоси і насосні установки. Розрахунки, застосування та випробування / С. М. Срібнюк. // К.: центр учбової літератури. – 2016. – С. 318.

<https://www.yakaboo.ua/nasosi-i-nasosni-ustanovki-navchal-nij-posibnik-rekomendovano-mon-ukraini.html>

16. Онушко В. В. Асинхронні машини: навч. посіб. / В. В. Онушко, О. В. Шефер, О. М. Скрильник. // Полтава: ПолтНТУ. – 2008. – С. 183.

<https://nupp.edu.ua/page/profil-vikladacha-shefer-oleksandr-vitaliyovich.html>

17. Сільвестров А. М. Моделювання інтегрованого методу ідентифікації в середовищі MATLAB / Р. В. Захарченко, А. М. Сільвестров. // Тези 69 – ї наук.

конф. професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів університету. Полтава: ПолтНТУ. – 2017. – Т. 1. – С. 3 – 4.

<http://reposit.pntu.edu.ua/handle/PoltNTU/1899>

18. Сільвестров А. М. Розв'язання задачі ідентифікації з допомогою сигнального і параметричного підходів / А. М. Сільвестров, М. М. Гонтар, Д.М. Нелюба. // Тези 68 – ї наук. конф. професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів університету Полтава: ПолтНТУ. – 2016. – Т. 1. – С. 11 – 13.

<http://reposit.pntu.edu.ua/handle/PoltNTU/489>

19. Сільвестров А. М. Представлення кусково – аналітичних моделей єдиною аналітичною моделлю / А. М. Сільвестров, В. А. Святненко, О. М. Скринник. // Системи управління, навігації та зв'язку. – 2017. – Вип. 1 (41). – С. 104 – 106.

<http://reposit.pntu.edu.ua/handle/PoltNTU/2399>

20. Сільвестров А. М. Алгоритм знаходження оптимального коефіцієнта згладжування за умови невизначеності корисного сигналу / А. М. Сільвестров, Б. Р. Боряк, В. В. Луцьо. // матеріали Всеукр. наук. – практи. Інтернет – конф. «Електронні та механтронні системи: теорія, інновації, практика». – Полтава: ПолтНТУ. – 2015. – С. 62 – 65.

<http://reposit.pntu.edu.ua/handle/PoltNTU/538>

21. Сільвестров А. М. Згладжування та прогнозування сигналів за допомогою ноніусного включення експоненціальних фільтрів моделі Брауна / А. М. Сільвестров, Б. Р. Боряк, В. В. Луцьо. // матеріали Всеукр. наук. – практи. Інтернет – конф. «Електронні та механтронні системи: теорія, інновації, практика» Полтава. – 2015. – С. 65 – 68.

<http://reposit.pntu.edu.ua/handle/PoltNTU/530>

23. Сільвестров А. М. Тестування та використання інтегрованого МНК / А. М. Сільвестров, Г. І. Кривобока, Р. В. Захарченко. // Автоматика / Automatics – матеріали XXV Міжнар. конф. з автоматичного управління, Львів: Львів. політехніка. – 2018. – С. 17 – 18.

<http://reposit.pntu.edu.ua/handle/PoltNTU/7681>

24. Silvestrov A. M. Research integrated identification method / A. M. Silvestrov, G. I. Kryvoboka, R. V. Zaharchenko. // Наукові праці Національного

авіаційного університету. Серія «Електроніка та системи управління». – 2017. – №1(51). – С. 88 – 91.

<http://reposit.pntu.edu.ua/handle/PoltNTU/2540>

25. Сільвестров А. М. Аналіз методу синтезу регулятора для об'єктів із запізнюванням Р. Бесса / Б. Р. Боряк, В. В. Луцьо // Електронні та механтронні системи: теорія, інновації, практика: матеріали Всеукр. наук. – практ. Інтернет – конф. Полтава: ПолтНТУ. – 2015. – С. 61 – 63.

<http://reposit.pntu.edu.ua/handle/PoltNTU/546>

26. Silvestrov A. M. Training of numerical control machines operators: model of synthesis / A. M. Silvestrov, A. I. Sorokovyi, A. I. Lactionov. // Адаптивні системи автоматичного управління. – 2016. – №2 (29). – С. 67 – 77.

<http://reposit.pntu.edu.ua/handle/PoltNTU/4125>

27. Ichanska N. V. Invariance of the Equations of the Theory of Penetration with Respect to Galileo's Algebra and its Extensions / N. V. Ichanska, M. M. Serova, T. O. Skliarenko. // International Journal of Engineering Technology. – 2018. – Vol. 7, № 4.8. – Pp. 517 – 523.

<http://reposit.pntu.edu.ua/handle/PoltNTU/5799>