Міністерство освіти і науки України
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
Інститут інженерної механіки і робототехніки
Кафедра нафтогазових машин та обладнання

УДК 622.276.53+621.694

МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

Розроблення та дослідження ежекційної системи для експлуатації нафтових свердловин
(назва роботи)

Обладнання нафтових і газових промислів
(назва освітньої програми)

185 – «Нафтогазова інженерія та технології»
(шифр і назва спеціальності)

Я.М. Кошеленко
(підпис, ініціали та прізвище виконавця роботи)

Науковий керівник

Паневник Денис Олександрович, доктор філософії (PhD)
(прізвище, ім'я, по-батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Допущено до захисту
Завідувач кафедри

Доцент Я. Т. Федорович
(посада) (підпис) (дата) (ініціали та прізвище)

Рецензент
(посада) (підпис) (дата) (ініціали та прізвище)

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

Івано-Франківськ – 2025

ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ

УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

Інститут *ІІМ* Кафедра *нафтогазових машин та обладнання*
Спеціальність *185 - "Нафтогазова інженерія та технології"*
ОПП *Обладнання нафтових і газових промислів*

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри НГО
_____Я.Т. Федорович
"___"_____2025 р.

ЗАВДАННЯ

НА МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ

Студенту Кошеленко Ярославу Миколайовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1 Тема роботи Розроблення та дослідження ежекційної системи для експлуатації нафтових свердловин

Затверджена наказом № _____ від _____

2 Термін здачі студентом закінченої роботи 20.11.2025

3 Вихідні дані до роботи Умови експлуатації свердловин у ПАТ «Укрнафта»

4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань) Вступ. 1 Аналіз тенденцій розвитку ежекційних нафтогазових технологій. Висновки за результатами аналізу та постановка завдань дослідження. 2 Принцип роботи та особливості експлуатації нафтових струминних насосів. 2.1 Принцип роботи нафтового струминного насоса. 2.2 Конструкція основних елементів струминного насоса. 2.3 Схема розміщення нафтового струминного насоса в свердловині. 3 Основні етапи конструювання елементів струминного насоса. 4 Розроблення системи автоматизованого проектування свердловинного струминного насоса. 4.1 Основні аналітичні залежності системи проектування. 4.2 Вибір засобів побудови алгоритму автоматизованого проектування струминного насоса. 4.3 Структура розрахункового алгоритму автоматизованої системи проектування. 4.4 Створення системи автоматизованого розрахунку робочої точки струминного насоса. Висновки. Перелік посилань на джерела

5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням креслень)

5.1 Арк.1 – Аналіз тенденцій розвитку ежекційних нафтогазових технологій (Гр1), формат А1
5.2 Арк.2 – Нафтовий струминний насос (СК), формат А1
5.3 Арк.3 – Деталі нафтового струминного насоса, формат А1
5.4 Арк.4 – Основні аналітичні залежності системи проектування (Д1), формат А1
5.5 Арк.5 – Структура розрахункового алгоритму (Д2), формат А1
5.6 Арк.6 – Визначення ККД нафтового струминного насоса, формат А1
5.7 Арк.7 – Графічна 3D залежність параметрів струминного насоса, формат А1
Всього 7 аркушів формату А1

6 Дата видачі завдання 02.09.2025

6 Консультанти по роботі (за необхідністю).

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

Керівник _____ / Д.О. Паневник /
Особистий підпис Розшифровка підпису

Завдання прийняв до виконання _____ / Я.М. Кошеленко /
Особистий підпис Розшифровка підпису

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер і назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
Вступ	10.10.25	
1 Аналіз тенденцій розвитку ежекційних нафтогазових технологій	25.10.25	
2 Принцип роботи та особливості експлуатації нафтових струминних насосів	30.10.25	
3 Основні етапи конструювання елементів струминного насоса	05.11.25	
4 Розроблення системи автоматизованого проектування свердловинного струминного насоса	12.11.25	
5 Графічна частина	20.11.25	

Студент _____ / Я.М. Кошеленко /
Особистий підпис Розшифровка підпису

Керівник роботи _____ / Д.О. Паневник /
Особистий підпис Розшифровка підпису

«__02__»____вересня__2025 р

РЕФЕРАТ

Магістерська робота Кошеленко Я.М. на тему «Розроблення та дослідження ежекційної системи для експлуатації нафтових свердловин» складається з пояснювальної записки, викладеної на 64 аркушах формату А4, яка вміщує 4 розділи, 4 таблиці, 27 рисунків, 32 найменування використаних джерел, і графічного матеріалу загальним обсягом 7 аркушів формату А1.

Об'єктом дослідження є розроблення та дослідження розрахункового алгоритму автоматизованої системи проектування конструкції та оптимального режиму експлуатації свердловинного нафтового струминного насоса.

Метою роботи є розроблення системи автоматизованого проектування струминного насоса для експлуатації нафтових свердловин.

В магістерській роботі проведений аналіз тенденцій та перспектив розвитку ежекційних нафтогазових технологій, розглянутий принцип роботи, конструктивні особливості та основні схеми розміщення нафтового струминного насоса в свердловині, визначені основні етапи конструювання елементів ежекційної системи.

Використовуючи теоретичні основи робочого процесу свердловинного струминного насоса розроблена структура розрахункового алгоритму автоматизованої системи проектування конструкції та оптимального режиму експлуатації ежекційної системи для механізованого нафтовидобутку. Критерієм оптимізації робочого процесу струминного насоса прийнятий коефіцієнт корисної дії ежекційної системи. Структура розрахункового алгоритму автоматизованої системи проектування включає блок імпорту необхідних бібліотек, блок введення основних параметрів свердловини, блок введення додаткових параметрів для розрахунку поточного ККД та блок безпосереднього розрахунку напірних та енергетичних характеристик струминного насоса. Розроблений алгоритм дозволяє визначити оптимальні співвідношення геометричних розмірів та робочої витрати струминного насоса.

Ключові слова: нафтовий струминний насос, ежектор, змішування потоків, напірна характеристика, енергетична характеристика.

Abstract

Master's thesis of Knysh E.A. on the topic "Development and research of the ejection system for the operation of oil wells" consists of an explanatory note laid out on 64 sheets of A4 format, which contains 4 sections, 4 tables, 27 figures, 32 names of used sources, and graphic material in the total volume of 7 sheets A1 format.

The object of the research is the development and research of the calculation algorithm of the automated design system of the structure and the optimal mode of operation of the well oil jet pump.

The purpose of the work is to develop a system of automated design of a jet pump for the operation of oil wells.

In the master's work, the trends and prospects of the development of ejection oil and gas technologies were analyzed, the principle of operation, design features and the main schemes for placing the oil jet pump in the well were considered, the main stages of the construction of the elements of the ejection system were determined.

Using the theoretical foundations of the working process of the well jet pump, the structure of the calculation algorithm of the automated system of designing the structure and the optimal mode of operation of the ejection system for mechanized oil production was developed. The co-efficient of the ejection system was adopted as the criterion for optimizing the working process of the jet pump. The structure of the calculation algorithm of the automated design system includes a block for importing the required libraries, a block for entering the main parameters of the well, a block for entering additional parameters for calculating the current efficiency, and a block for direct calculation of pressure and energy characteristics of the jet pump. The developed algorithm allows you to determine the optimal ratio of geometric dimensions and the working flow rate of the jet pump.

Key words: oil jet pump, ejector, cross-flow mixing, pressure characteristic, energy characteristic.

ЗМІСТ

Вступ 7

1 АНАЛІЗ ТЕНДЕНЦІЙ РОЗВИТКУ ЕЖЕКЦІЙНИХ НАФТОГАЗОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ 10

Висновки за результатами аналізу та постановка завдань дослідження 18

2 ПРИНЦИП РОБОТИ ТА ОСОБЛИВОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НАФТОВИХ СТРУМИННИХ НАСОСІВ 20

2.1 Принцип роботи нафтового струминного насоса 20

2.2 Конструкція основних елементів струминного насоса 23

2.3 Схема розміщення нафтового струминного насоса в свердловині 25

3 ОСНОВНІ ЕТАПИ КОНСТРУЮВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ СТРУМИННОГО НАСОСА 29

4 РОЗРОБЛЕННЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ СВЕРДЛОВИННОГО СТРУМИННОГО НАСОСА 41

4.1 Основні аналітичні залежності системи проектування 41

4.2 Вибір засобів побудови алгоритму автоматизованого проектування струминного насоса 44

4.3 Структура розрахункового алгоритму автоматизованої системи проектування 47

4.4 Створення системи автоматизованого розрахунку робочої точки струминного насоса 50

ВИСНОВКИ 61

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ НА ДЖЕРЕЛА 62

ВСТУП

Актуальність теми досліджень. Струминні насоси – це свердловинні насоси, які використовуються для покращення видобутку із свердловин, що знаходяться на старіючих родовищах. Струминні насоси цікаві своєю простою конструкцією та здатністю видобувати великі обсяги рідини. У цьому контексті важливо перевірити продуктивність струминного насоса та оцінити фактори впливу. Розуміння та встановлення достовірності методу розрахунку продуктивності також важливе для розгляду струминних насосів, як альтернативи іншим механізованим методам підйому.

Застосування свердловинних струминних насосів дозволяє суттєво підвищити продуктивність свердловин та подовжити термін експлуатації старіючих нафтогазових родовищ. Проста та недорога конструкція, відсутність рухомих частин і можливість використання у віддалених важкодоступних районах зумовили поширення ежекційних технологій на більшість виробничих процесів буріння та експлуатації нафтових і газових свердловин. Розробка родовищ нафти і газу супроводжується зростанням глибини пробурених експлуатаційних свердловин та збільшенням величини пластових тисків. Зростання світового споживання нафтопродуктів вимагає залучення до експлуатації родовищ важкодоступних вуглеводнів.

Незважаючи на просту конструкцію вибір оптимальних співвідношень геометричних характеристик проточної частини струминного насоса є складною задачею. Це пов’язано, насамперед, із складністю процесів змішування потоків в проточній частині струминного насоса. Вибір оптимальної конструкції та прогнозування необхідного режиму експлуатації свердловинної ежекційної системи вимагає визначення значної кількості параметрів, які описують робочий процес струминного насоса. Значна працемісткість та тривалість аналітичного визначення конструкторських та режимних параметрів свердловинного струминного насоса зменшує ефективність його застосування в свердловині та зумовлює необхідність автоматизації процесів вибору оптимальних

співвідношень його геометричних розмірів та характеристик наземного силового приводу.

Зважаючи на ускладнення умов нафтовидобутку, удосконалення існуючих та розробка нових технологій, розробки покладів вуглеводнів є актуальним завданням.

Метою роботи є розроблення системи автоматизованого проектування струминного насоса для експлуатації нафтових свердловин.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати такі завдання:

– проаналізувати тенденції та перспективи розвитку ежекційних нафтогазових технологій;

– розглянути принцип роботи, конструктивні особливості та основні схеми розміщення нафтового струминного насоса в свердловині;

– визначити основні етапи конструювання елементів ежекційної системи;

– розробити методику автоматизованого проектування конструкції свердловинного нафтового струминного насоса.

Об’єктом досліджень є розроблення та дослідження розрахункового алгоритму автоматизованої системи проектування конструкції та оптимального режиму експлуатації свердловинного нафтового струминного насоса.

Предметом досліджень є автоматизована система проектування конструкції та оптимального режиму експлуатації свердловинного нафтового струминного насоса.

Методи досліджень. При виконанні магістерської роботи застосовувались класичні аналітичні методи досліджень засновані на аналізі, класифікації та систематизації ежекційного обладнання для нафтовидобутку із використанням промислового досвіду експлуатації свердловинних струминних насосів. В процесі розробки розрахункового алгоритму автоматизованої системи проектування струминного насоса використовувалась широко поширена мова програмування загального призначення Python Software Foundation.

Новизною проведених досліджень є розроблення розрахункового алгоритму автоматизованої системи проектування свердловинного нафтового

струминного насоса у вигляді чотирьох послідовних структурних елементів, об’єднаних спільним критеріальним параметром оптимізації, який забезпечує максимальну енергетичну ефективність експлуатації ежекційної системи.

Практична цінність проведених досліджень полягає у розробленні методу автоматизованого вибору оптимальних конструкторських та режимних параметрів нафтового свердловинного струминного насоса. Оптимізація конструкції та режиму експлуатації нафтового струминного насоса дозволяє підвищити ефективність, рентабельність та тривалість розробки старіючих

1 АНАЛІЗ ТЕНДЕНЦІЙ РОЗВИТКУ ЕЖЕКЦІЙНИХ НАФТОГАЗОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Аналіз етапів розвитку свердловинних ежекційних систем [1], зазвичай, обмежується розглядом особливостей удосконалення конструкцій призначених для реалізації окремих видів технологічних процесів, зокрема, при бурінні [2], [3], експлуатації [4] та очищенні [5] свердловин. Відокремлений розгляд окремих напрямків формування ежекційних технологій не дозволяє виділити спільні риси конструкцій свердловинних струминних насосів та сформулювати принципи прогнозування їх характеристик. Узагальнення конструкцій свердловинних ежекційних систем дозволяє визначити визначальні експлуатаційні фактори, які характеризують розвиток технології використання струминних насосів. Аналіз порівняльної ефективності застосування свердловинних струминних насосів дає змогу визначити перспективні напрямки їх розвитку. Необхідність економічного обґрунтування використання окремих способів нафтовидобутку потребує проведення статистичного оцінювання показників експлуатаційної надійності ежекційних систем. Поширення ежекційних технологій на реалізацію значної кількості процесів розробки нафтогазових родовищ зумовлює необхідність визначення розподілу ежекційних технологій за видами робіт при бурінні, експлуатації та ремонті свердловин.

Поширення свердловинних струминних насосів тривалий час стримувалось недостатньою потужністю наявних силових приводів: висота підйому інжектованого потоку становить 15-35 % від напору, що створюється силовим приводом. Поступове зростання глибини розміщення струминного насоса в свердловині пов’язане з розробкою нових потужних насосних агрегатів об’ємної дії. Для прикладу, за сорокарічний період з 1945 по 1985 рік тиск бурових насосів збільшився від 10 до 40 МПа. Визначальний вплив конструкції силового приводу ілюструється проведеним аналізом дослідних співвідношень глибин розміщення струминного насоса та тисків робочого потоку (рисунок 1.1) [1], [2].

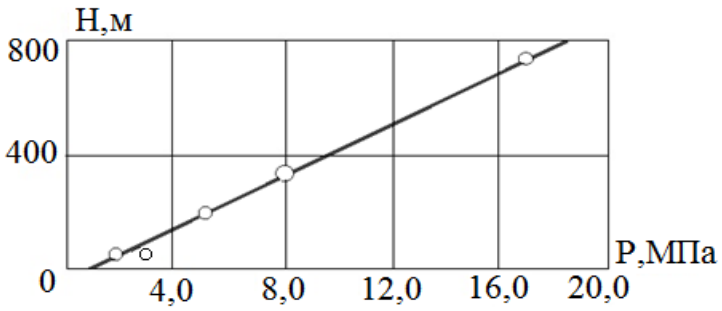


Рисунок 1.1 – Вплив тиску силового приводу на глибину розміщення струминного насоса

Приведені на рисунку 1.1 результати свідчать про лінійний зв'язок вищезгаданих параметрів для малих глибин розміщення струминного насоса. Динаміка зміни глибин розміщення струминного насоса в свердловині (рисунок 1.2), таким чином, корелюється з вдосконаленням силових приводів ежекційних систем [1], [2].

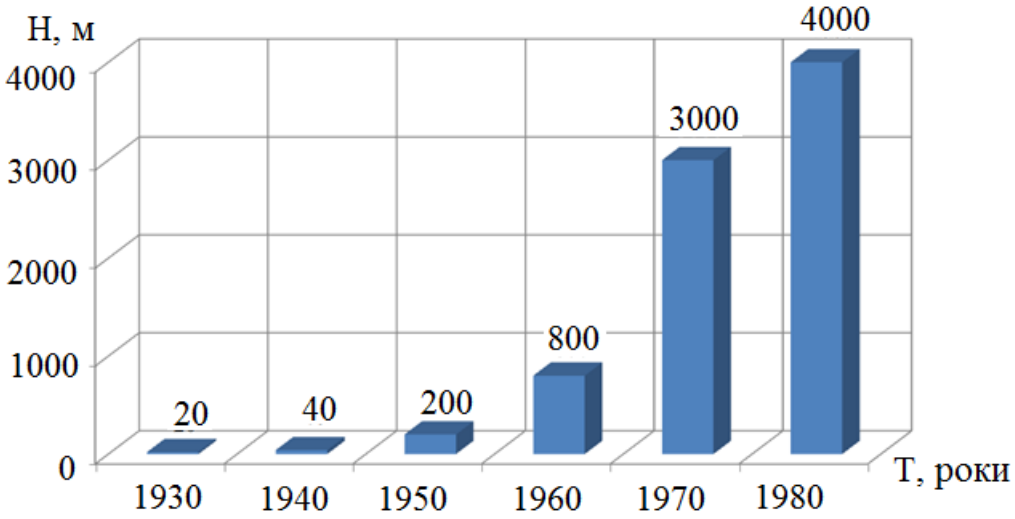


Рисунок 1.2 – Динаміка зміни глибини розміщення струминного насоса в свердловині [1]

Наступний етап розвитку свердловинних струминних насосів пов'язаний з появою ежекційних систем з додатковим привибійним контуром циркуляції інжектованого потоку. Враховуючи, що в даній схемі включення струминного насоса приєднаний потік циркулює виключно у привибійній зоні свердловини усувається необхідність використання потужності силового приводу і енергії робочого потоку на підйом інжектованого потоку на поверхню та подолання пов'язаних з його рухом гідравлічних втрат. Це дозволило суттєво зменшити

необхідну потужність силового приводу і надало поштовх розвитку конструкцій струминних насосів призначених для буріння свердловин. Ежекційна система з додатковим привибійним контуром циркуляції в 60-х роках почала використовуватись в конструкції свердловинного гідравлічного уловлювача американських фірм-виробників Боуен та Вілсон. Аналогічні конструкції розроблені також в Україні [1].

Наявність додаткового контуру привибійної циркуляції промивної рідини в конструкціях ежекційних систем, призначених для буріння [6] та очищення вибою свердловини [7] вимагає використання для їх розрахунку теорії кільцевих мереж і, зокрема, методу електроаналогій.

В 70-х роках одночасно в США, Франції та Росії з’явились конструкції свердловинних струминних насосів вмонтованих в породоруйнівний інструмент. Недосконаліть та складність конструкцій струминних насосів долотного виконання призвели до їх низької ефективності, що стало перешкодою для широкого використання [1].

Поширення свердловинних ежекційних систем безпосередньо пов’язане з розвитком технології буріння. Відомо, що визначальні якісні зміни в технології буріння пов'язують з початком використання тришарошкових доліт із зміщеними осями шарошок у 1935 році та введенням гідромоніторного промивання вибою у 1947 році. Третій етап розвитку технології буріння поєднують з використанням заходів і засобів зниження диференціального тиску на вибої, розробка яких розпочата у зв’язку з класичними дослідами Мерфі наприкінці шістдесятих років стосовно дослідження впливу диференціального тиску на механічну швидкість буріння. Вищезгадані тенденції розвитку технології буріння знайшли своє відображення в конструкції пристрою, розробленого фірмою Крістенсен (США) спільно з Французьким інститутом нафти наприкінці сімдесятих років. Сьогодні струминні насоси використовують для роторного буріння та буріння турбобурами і вибійними двигунами [1].

Зростання попиту сприяло збільшенню цін на нафту і газ і необхідності забезпечення більш простою і надійною системою видобування пластового

флюїду. Використання струминних насосів для нафтовидобування у промисловому масштабі розпочато у США в сімдесятих роках. Застосування струминних насосів пов’язане з зниженням працездатності штангових глибинних насосів при наявності ускладнень, що визначаються присутністю в продукції свердловини води, механічних та агресивних домішок та високого газового фактора. Зусиллями фірм-виробників Kobe, National, Giberson Supply пакерними струминними установками для видобування нафти обладнано 125 свердловин глибиною від 470 до 4400 м. В Росії гідропакерний спосіб експлуатації був використаний у 1969 році на 10 свердловинах Західного Сибіру. До 1974 року струминний насос використовувався на 20 свердловинах. Глибина спуску насоса складала від 600 до 3000 м. У більшості випадків застосовувалась однотрубна схема зануреного обладнання з серійним пакером [1].

Добуток нафти по експлуатаційній колоні при гідроструминній пакерній експлуатації свердловин викликає додаткові ускладнення пов’язані з корозією, зношуванням колони, випадінням парафіну та солей, неможливістю визначення динамічного рівня рідини і вибору оптимального режиму роботи струминних насосів. Враховуючи вищезгадані недоліки в другій половині вісімдесятих років в Україні та в США була розроблена технологія спільного використання в свердловині електровідцентрового та струминного насосів, а в 2000 році запатентована схема безпакерного розміщення гідроструминного насоса з дворядним ліфтом у вигляді подвійної колони НКТ [1].

Перша згадка про спільне компонування зануреного електровідцентрового та струминного насосів для експлуатації нафтових свердловин датована 1966 роком. Така компоновка дозволяє підвищити дебіт свердловини, зменшити глибину спуску електровідцентрового насоса, здійснювати його експлуатацію в оптимальному режимі, підсилити здатність адаптуватись до різко змінюваних умов роботи, полегшити виведення свердловини на режим експлуатації після глушіння при поточному ремонті. З точки зору габаритних розмірів струминний насос з зануреним приводом є більш придатним для умов роботи в свердловині. Разом з тим застосування поверхневого силового обладнання дозволяє

здійснювати регулювання тиску і витрати робочої рідини та подавати в свердловину ПАР, деемульгатори та інші домішки [1].

Позитивний досвід спільного використання електровідцентрового та струминних насосів викликав появу низки дослідних гібридних ежекційних компоновок. Гібридна компоновка струминного насоса та газліфтної установки дозволяє порівняно з використанням електровідцентрових і гвинтових насосів зберегти кошти на обслуговування свердловин [8]. Спільне використання струминного та плунжерного насоса дозволяє зменшити навантаження на привід штангового глибинного насоса [9] та здійснювати видобування високов'язкої нафти [10]. Відоме, також, використання струминного насоса для підвищення ефективності експлуатації свердловин гвинтовими насосами. Аналіз використання гібридних ежекційних технологій свідчить про перспективність даного напрямку розвитку нафтогазовидобувного обладнання.

Наступні роки відзначаються існуванням двох тенденцій розвитку свердловинних струминних насосів і в середині 90-х років сформувались дві основні схеми їх застосування в нафтових свердловинах: струминні насоси використовують з наземним, та зануреним силовим приводом. З 1988 по 2003 рік технологія використання зануреного силового приводу реалізована більше як у 600 свердловинах [1].

Наприкінці сімдесятих років в Західній Україні була розроблена технологія виклику припливу з продуктивних горизонтів за рахунок створення глибоких депресій на пласт при використанні свердловинних струминних апаратів. Починаючи з 1979 року і до початку 90-х років дана технологія була реалізована більше ніж на 3 тисячах свердловин України, Удмуртії, Західного Сибіру, Північної Європи та в інших регіонах колишнього СРСР [1].

В другій половині 80-х років одночасно в Україні та в Росії були розроблені технології використання ежекційних систем для ліквідації прихоплень бурильної колони. Свердловинний насос використовувався для створення примусової циркуляції на прихопленій ділянці бурильної колони (Національний університет нафти і газу, Україна), а також для приводу гідравлічного ударного пристрою [1].

Швидкі темпи зростання вартості природного газу дали поштовх розвитку енергозберігаючих технологій. Враховуючи, що більше як 12 млрд. м^3 нафтового газу щорічно спалюється у нафтових факелах у другій половині 70-х років в Україні була запропонована технологія збору низьконапірного нафтового газу з установок товарної підготовки нафти та затрубного газу з глибинонасосних свердловин [1].

Розроблені технології застосування струминних насосів при проведенні геофізичних досліджень, в системах видобування води та підтримування пластового тиску та для інших процесів інтенсифікації нафтовилучення, збору та підготовки нафти [1].

Широке поширення ежекційних технологій пояснюється низькою металоємкістю та високою надійністю свердловинних струминних насосів. На основі практичного досвіду використання ежекційних технологій на нафтових родовищах України, США та Росії нами проаналізована динаміка зростання міжремонтного періоду свердловинних струминних насосів в часі [1].

Таблиця 1.1 – Динаміка зростання міжремонтного періоду нафтових свердловинних струминних насосів [1], [2]

N	1975	1982	1985	1994	1995	2002	2003	2009
T, діб	365	240	548	437	809	1100	2983	2371

З використанням програми Table Curve отримано рівняння регресії для міжремонтного періоду T свердловинних струминних насосів [1]

$$T^{0.5} = a + bN^{0.5}, \qquad (1.1)$$

де N – рік використання нафтового струминного насоса.

Коефіцієнти рівняння регресії становлять

$a = -4748,6497$;

$b = 107,1066$,

а коефіцієнт регресії $r^2 = 0,6554$.

Низьке значення коефіцієнта кореляції пояснюється значним діапазоном

зміни умов використання струминних насосів, а також недостатньою кількістю статистичних даних стосовно промислового досвіду застосування ежекційних технологій. Отримана залежність (рисунок 1.3) відображає тенденцію зростання міжремонтного періоду застосування струминних насосів в часі [1].

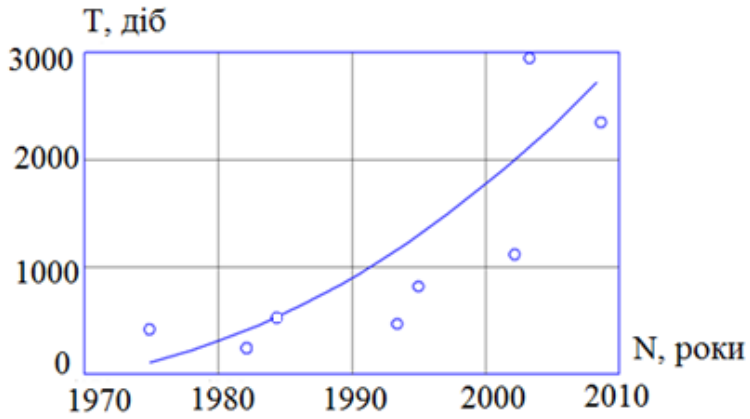


Рисунок – 1.3. Зміна величини міжремонтного періоду нафтового струминного насоса в часі [1]

Це пояснюється удосконаленням конструкції свердловинних ежекційних систем. За даними АО "Самотлорнафтогаз" середня наробка на відмову по гідроструминному фонду свердловин становить 2371 діб, а по свердловинах, обладнаних плунжерними насосами – 356 діб. Значна розбіжність міжремонтних періодів зумовлює економічну ефективність гідроструминного способу експлуатації нафтових свердловин. Наведені середні показники тривалості міжремонтної експлуатації струминних насосів в нафтовидобувних свердловинах за останні 50 років, отримані в процесі аналізу науково-технічної інформації [1].

Співвідношення об’ємів технологічних процесів з використанням свердловинних струминних насосів відображає історію розвитку ежекційних технологій. На рисунку 1.4 приведені обсяги застосування свердловинних струминних насосів в процесі реалізації основних технологічних операцій буріння та експлуатації свердловин. Аналіз структури застосування свердловинних ежекційних систем проведений за період з початку використання струминних насосів і до теперішнього часу [1].



Рисунок 1.4 – Співвідношення об’ємів технологічних процесів з використанням свердловинних струминних насосів [1]

Аналіз обсягів буріння (19,9 % від загального об’єму) свідчить, що 13 % припадає на експлуатаційне і 87 % – на пошукове буріння. Під час експлуатації свердловин (12 % від загального об’єму згідно рисунка 1.4) області застосування струминних насосів мають наступну структуру: гідроструминні пакерні установки – 32 %, установки з дворядним ліфтом – 0,2 %; спільне компонування струминного та відцентрового (ЕВН) насосів – 67,8 % [1].

Висновки за результатами аналізу та постановка завдань дослідження

Свердловинні струминні насоси дозволяють здійснювати як допоміжні, так і основні виробничі процеси розробки нафтогазових родовищ. Інтенсивний розвиток ежекційних технологій зумовлений високою ефективністю їх застосування. Поширеність використання ежекційних нафтогазових технологій свідчить про їх універсальність та світове значення [1]. Встановлено лінійний характер залежності допустимої глибини розміщення струминного насоса в свердловині від тиску в маніфольді силового наземного приводу. Перспективним напрямком удосконалення свердловинних ежекційних систем є використання гібридних технологій на основі спільного компонування струминного насоса та електровідцентрової, плунжерної, гвинтової та газліфтної установки. На основі практичного досвіду використання ежекційних технологій вперше проаналізована динаміка зростання міжремонтного періоду свердловинних струминних насосів та отримана емпірична залежність для визначення їх ресурсу. Переважна більшість схем використання струминного насоса в свердловині незважаючи на їх призначення може бути віднесена до однієї з двох груп конструкцій: ежекційні системи з додатковим привибійним контуром циркуляції та насосно-циркуляційні системи у вигляді розгалужених гідравлічних каналів. Зважаючи на конструктивне виконання при математичному моделюванні робочого процесу струминного насоса необхідно додатково використовувати теорію розподілу потоків в кільцевих мережах або в системі розгалужених гідравлічних каналів.

Незважаючи на просту конструкцію вибір оптимальних співвідношень геометричних характеристик проточної частини струминного насоса є складною задачею. Це пов’язано, насамперед, із складністю процесів змішування потоків в проточній частині струминного насоса. Вибір оптимальної конструкції та прогнозування необхідного режиму експлуатації свердловинної ежекційної системи вимагає визначення значної кількості параметрів, які описують робочий процес струминного насоса. Значна працемісткість та тривалість аналітичного визначення конструкторських та режимних параметрів свердловинного

струминного насоса зменшує ефективність його застосування в свердловині та зумовлює необхідність автоматизації процесів вибору оптимальних співвідношень його геометричних розмірів та характеристик наземного силового приводу [1].

Сучасні системи автоматизованого проектування свердловинного струминного насоса, зазвичай, засновані на моделюванні його робочого процесу з використанням спеціальних комп’ютерних програм, зокрема, ANSYS та SolidWorks. Згадані програми, однак, мають обмежені можливості у випадку пошуку оптимальних співвідношень значної кількості конструкторських та експлуатаційних параметрів при використанні нафтових струминних насосів. Застосування сучасних методів програмування дозволяє отримати сучасні методики вибору оптимальних геометричних розмірів та прогнозування параметрів експлуатації струминного насоса в свердловині. Побудова такої методики є основною метою даної магістерської роботи.

Зважаючи на поставлену мету сформульовані наведені у вступній частині роботи завдання досліджень.

2 ПРИНЦИП РОБОТИ ТА ОСОБЛИВОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НАФТОВИХ СТРУМИННИХ НАСОСІВ

2.1 Принцип роботи нафтового струминного насоса

Струминні насоси є простими пристроями, як показано на рисунку 2.1 [4].



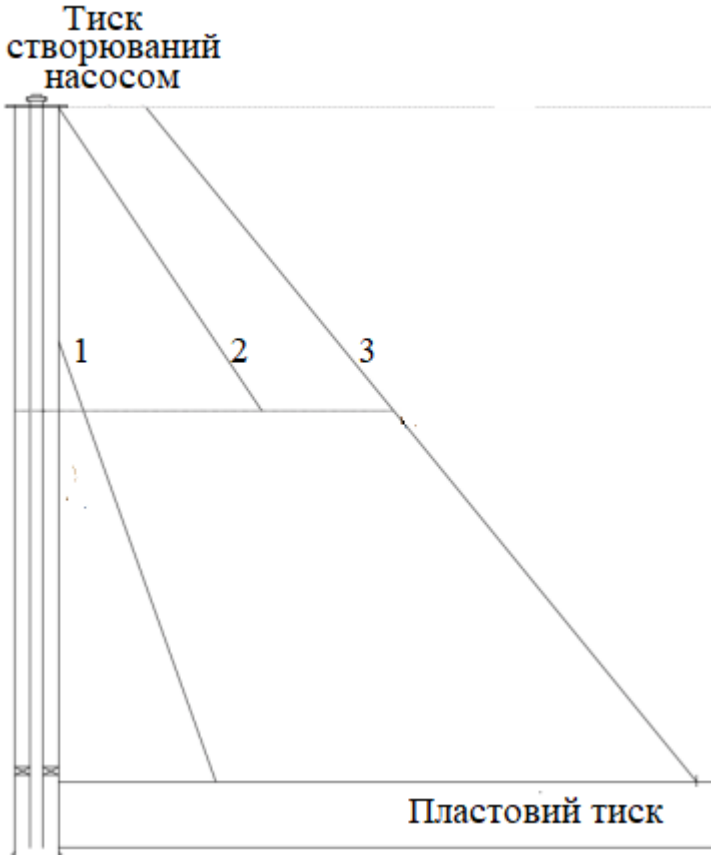
Рисунок 2.1 – Схема струминного насоса

Струминний насос складається [4] з чотирьох нерухомих частин: сопло, горловина вхідного отвору в камеру змішування, камера змішування і дифузор. Силовий потік з високим тиском рідини перетворюється в кінетичну енергію за допомогою сопла. Пластова рідина, завдяки набагато нижчому тискові, спрямовується в камеру змішування. Рідини змішуються в камері змішування, а на вході дифузора утворюється однорідна суміш. Кінетична енергія змішаних рідин перетворюється в енергію тиску в дифузорі. Підвищений завдяки насосу тиск піднімає суміш на поверхню.

Для опису механіки рідини в струминному насосі використовується фундаментальна теорія, запропонована Каннінгемом у монографії Pump Handbook [11]. Кожна частина струминного насоса має свій режим руху потоку, який описується відповідними рівняннями, щоб виразити, як змінюються тиск та інші властивості рідин в струминному насосі.

Збільшення енергії підйому рідини струминним насосом пояснюється

рисунком 2.2 [11].



1 – тиск всмоктування; 2 – тиск змішаної рідини; 3 – тиск силової рідини

Рисунок 2.2 – Свердловина з нафтовим струминним насосом [11]

Лінія 1 показує зміну тиску пластової рідини на вході в камеру змішування. Природньої енергії пласта недостатньо для підйому рідини на поверхню. Лінія 3 показує тиск у гідравлічному каналі, коли на рідину діє енергія силового потоку. Обмін енергіями у струминному насосі забезпечує достатній тиск необхідний для підняття об'єднаних рідин на поверхню. Лінія тиску на виході з дифузору розміщена між лініями тиску всмоктування та нагнітання [4], [11].

Як і для будь-якого насоса, ефективність струминного насоса описується співвідношенням [4], [11]

$$\eta = \frac{E_{отр}}{E_{пер}}, \tag{2.1}$$

де $E_{отр}$, $E_{пер}$ – отримана та передана енергія.

Визначаючи ефективність (ККД) через витрати і тиск отримаємо наступне рівняння, яке описує ефективність для заданих умов [4], [11]

$$\eta = \frac{(P_m - P_e)Q_e}{(P_w - P_e)\left(1 - \frac{P_m - P_e}{(P_w - P_e)}\right)Q_w}, \quad (2.2)$$

де P_m, P_w, P_e – значення тиску змішаного, робочого та інжектованого потоку;

Q_w, Q_e – витрата робочого та інжектованого потоку.

Рівняння (2.2) визначає ступінь підвищення тиску потоку пласта до зниження тиску енергетичної рідини та характеризує ККД струминного насоса. Обмін енергіями змішуваних потоків розглядається як зміна тиску в струминному насосі. На рисунку 2.3 показано зміну тиску в струминному насосі як для потоку пласта, так і для потоку енергетичної рідини [4], [11].

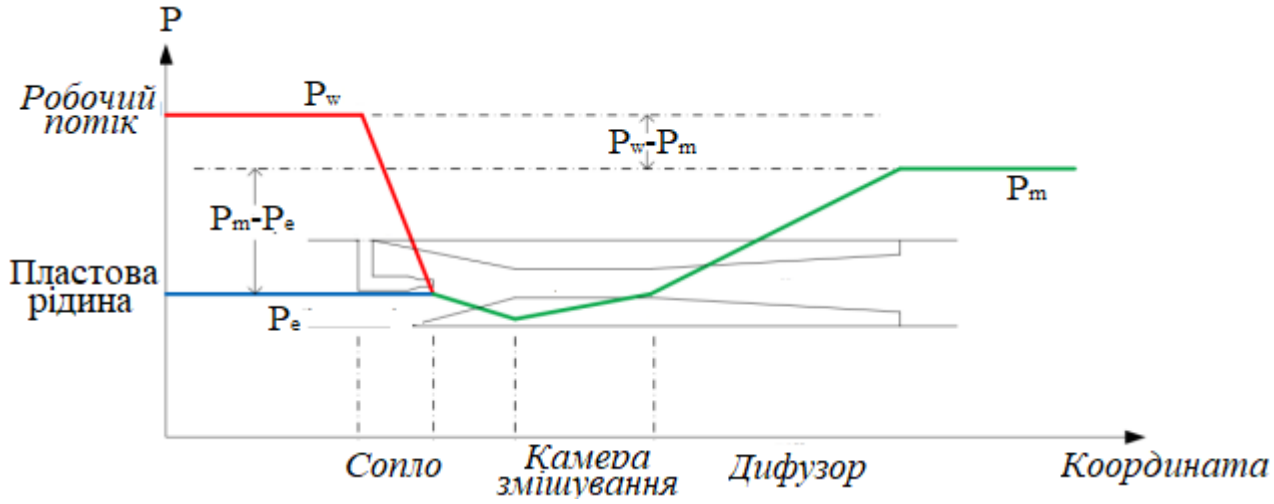


Рисунок 2.3 – Зміна тисків в струминному насосі

З цього рисунка видно, що кожний елемент проточної частини струминного насоса описується відповідними рівняннями потоку [11].

Кавітація може виявитися проблемою для струминних насосів. Виникає кавітація коли тиск на вході в камеру змішування зменшується нижче тиску насиченої пари. Як правило, кавітація є проблемою, коли надто багато рідини надходить в камеру змішування. Кавітація може виникати також у випадку низького пластового тиску. Кавітація сприяє порушенню робочого процесу струминних насосів, оскільки кавітаційні бульбашки вибухають, а хвилі тиску здійснюють ударний контакт з стінками ежекційної системи. У нафтових свердловинах пластовий тиск значно вищий, ніж тиск насичених парів рідини.

Це означає, що кавітація не є проблемою, якщо глибина розміщення струминного насоса є достатньою [4], [11].

Для силової рідини використовують нафту та технічну воду (зокрема морську). Ефективність застосування струминного насоса підвищується із збільшенням в силовій рідині кількості розчиненого газу. Необхідно також враховувати сумісність силової та пластової рідини. Несумісність силової та пластової рідини може викликати утворення стійких емульсій [4].

2.2 Конструкція основних елементів струминного насоса

Сопло (робоча насадка) [4], [9], [11]

Струминні насоси зазвичай працюють двома способами [4], [9], [11]:

• зворотна циркуляція рідини: силова рідина прокачується через кільцевий простір і пластова рідина піднімається через труби;

• пряма циркуляція рідини: силова рідина прокачується через трубний простір і змішані рідини підіймаються через кільцевий простір.

У будь-якому випадку рушійна енергія, додана силовою рідиною та складається з кінетичної і потенціальної енергії. Кінетична енергія пов'язана зі швидкістю циркуляції, а потенційна енергія зумовлена дією тиску на вході в сопло. При закачуванні силової рідини крізь затрубний простір на глибину розміщення струминного насоса надходить як кінетична, так і потенціальна енергія. Силова рідина надходить в струминний насос через сопло. Ця деформація потоку викликає зниження тиску, оскільки потенційна енергія перетворюється на кінетичну [4], [9], [11].

Силова рідина, що протікає через сопло, викидається в приймальну камеру з високою швидкістю струменя. На вході в камеру змішування силова рідина змішується з пластовою рідиною [4], [9], [11].

Зміна діаметра сопла впливає на поведінку робочого струменя. Кінетична енергія, що створюється в соплі під час зниження тиску, залежить від його діаметра. Швидкість руху потоку в соплі та кінетична енергія обернено пропорційні його діаметру. Експерименти з некруглими насадками, такими як

квадратні та трикутні показали, що згадані конфігурації мали нижчу ефективність порівняно з соплами круглої форми [4], [9], [11].

Вхід в камеру змішування

Процес підйому пластової рідини значною мірою залежить від її властивостей, зміни тиску і температури на шляху потоку. Пластова рідина надходить в камеру змішування через кільцевий простір між струменем та стінками насоса і сопла. Пластові рідини надходять у насос завдяки зниженню тиску в приймальній камері, як показано на рисунку 2.3. Це зниження тиску створюється високою швидкістю руху силової рідини. Змішування двох рідин і обмін енергіями починається миттєво, коли змішувані потоки зустрічаються. Вхід в камеру змішування повинен бути сформований таким чином, щоб обмежити втрати на тертя пластової рідини, яка надходить в камеру змішування. Заокруглений вхід направлятиме пластову рідину в камеру змішування не викликаючи надто сильної турбулентності, таким чином зменшуючи тертя. Більші гідравлічні втрати мають місце у випадку, якщо вхід має неправильну (зокрема у вигляді раптового звуження) форму [4], [9], [11].

Камера змішування

Основний енергетичний обмін відбувається в камері змішування, де взаємодіють дві рідини. Припускається, що рідини повністю змішуються на виході з камери змішування. Вважаємо, що вхідний і вихідний змішаний потоки мають рівномірний розподіл швидкостей. На основі цього припущення застосовано рівняння балансу імпульсу рідини в замкненому просторі камери змішування. Це означає, що імпульс об’єднаних рідин на виході з камери змішування дорівнює імпульсу рідин, які надходять в камеру змішування. На виході з камери змішування змішані рідини мають високу кінетичну енергію, і для перетворення її на потенційну енергію необхідне застосування дифузора [4], [9], [11].

Силова рідина змішується з пластовою рідиною в камері змішування. Критерії вибору правильної довжини камери змішування полягають у тому, що вона має бути достатньо довгою для завершення процесу змішування двох рідин.

Камера змішування, однак, має бути достатньо короткою, щоб обмежити втрати на тертя. Одновимірна теорія не передбачає вибір різних довжин окремих ділянок камери змішування, що ускладнює кількісне визначення оптимальної довжини камери змішування за допомогою математичних виразів. Довжина силового струменя рідини також залежатиме від розміру сопла та продуктивності насоса. Довжина камери змішування має бути достатньої, щоб уникнути потрапляння робочого струменя в дифузор. Для водоструминного насоса оптимальна довжина камери змішування складає (6,75…7,86)D (де D – діаметр камери змішування). Необхідна довжина камери змішування зменшується із збільшенням співвідношення діаметрів сопло-камера змішування. Довжина камери змішування зростає при зменшенні відстані до сопла. Окремі автори рекомендують приймати дане співвідношення в діапазоні від 8 до 10 діаметрів камери змішування [4], [9], [11].

Дифузор

Дифузор являє собою конічну трубку, яка розширюється від виходу з камери змішування до внутрішнього діаметра труби НКТ. Довжина дифузора визначає ступінь відновлення тиску в струминному насосі. Малий кут розкриття дифузора забезпечує краще відновлення тиску. На виході з дифузора значна частина кінетичної енергії трансформується на потенційну. Отримане зростання потенційної енергії забезпечує необхідний тиск для підйому змішаних рідин на поверхню. Довжину і кут розкриття дифузора важко визначити без експериментів. Одновимірна теорія не дозволяє визначити оптимальні розміри дифузора. Окремі дослідники пропонують приймати кут розкриття дифузора в діапазоні від 3,6^{o} до 5,5^{o} [4], [9], [11].

2.3 Схема розміщення нафтового струминного насоса в свердловині

Струминний насос є невід'ємною частиною видобувної свердловини (рисунок 2.4). Гідроструминна система складається з силового насоса, впускного клапана, струминного насоса, обладнання систем збору, видобувних пакерів, запобіжного клапана і обладнання устя свердловини [4].

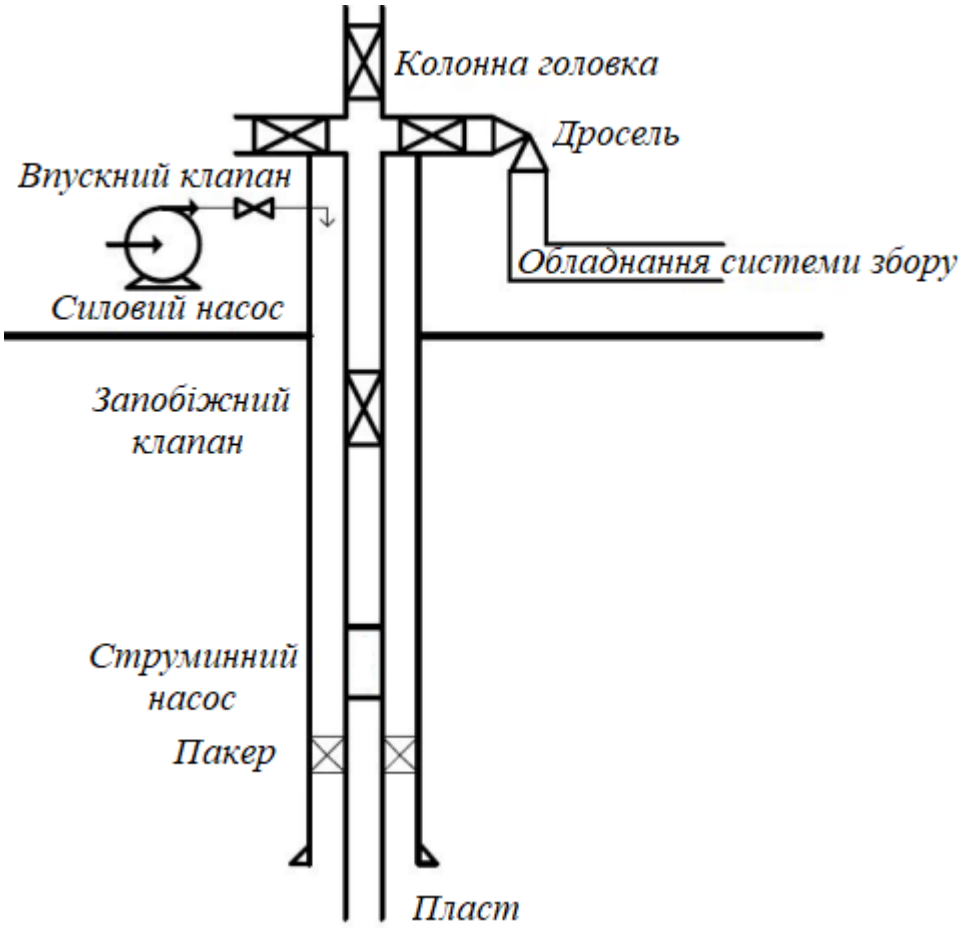


Рисунок 2.4 – Основні компоненти гідроструминної свердловини [4]

У реальній системі кількість складових компонентів більша [4].

Тиск силової рідини створюється на поверхні за допомогою силового насоса, а саму силову рідину вводять через кільцевий нагнітальний клапан на усті свердловини. Обладнання устя свердловини розраховане на максимально очікуваний тиск у свердловині, а перевищення цього проектного тиску може призвести до пошкодження обладнання свердловини. Прикладений привідний тиск від поверхні поширюється в кільцевому просторі свердловини до пакерного кільцевого ущільнення. Пакерне кільцеве ущільнення перешкоджає перетоку пластової рідини. Природна енергія пласта піднімає пластові рідини до всмоктування струминним насосом. Вище рівня розміщення струминного насоса, змішані рідини виходять на поверхню. Енергія, яка додається силовою рідиною забезпечує достатню підйомну силу для досягнення необхідного устьового тиску. Запобіжний клапан керується з поверхні і може закрити вихід потоку з свердловини, якщо виявлене витікання пластової рідини [4], [9], [11].

Струминні насоси були розроблені в дев'ятнадцятому столітті і зарекомендували себе як надійний метод механізованого підйому. Струминні насоси мають підвищений ресурс порівняно з іншим нафтовидобувним обладнанням. В таблиці 2.1 наведено час безвідмовної роботи для промислових струминних насосів [4], [9], [11].

Таблиця 2.1 – Тривалість безперебійної роботи нафтових струминних насосів [4], [9], [11]

Оператор	**Розміщення**	**Родовище**	**Тривалість роботи, років**	**Свердловина**
Marathon	Аляска	McArthur River	2	D-4RO
Tenneco	Мексиканська Затока	Main Pass	1,5	A5
AGIP	Італія	Vega	2	3 Of
Lundin	Туніс	Oudna	5,3	1
BP	Англія	Thistle	0,9	A51
Shell	Англія	Auk	2	Several

Вищезазначений час безвідмовної роботи менший, ніж може витримати уособлений струминний насос. Інші складові гідроструминної системи мають менший термін служби порівняно із струминним насосом. Нафтовидобувні системи, де струминний насос з'єднаний з іншими частинами, таким чином, мають менший термін служби [4], [9], [11].

Струминні насоси відомі своєю низькою енергетичною ефективністю порівняно з іншими методами механізованого підйому. Однак інші переваги використання струминних насосів можуть компенсувати це зниження енергетичної ефективності, зокрема [4], [9], [11]:

– очікуваний термін експлуатації гідроструминного методу підйому може сприяти використанню менш ефективного способу нафтовидобутку;

– тривалі простоювання свердловин, пов'язані з їх технічним обслуговуванням, впливають на вибір методу експлуатації нафтового родовища;

– менші експлуатаційні витрати на використання гідроструминного методу штучного підйому та менші капітальні витрати на облаштування свердловин впливають на економічність застосування струминного насоса;

– міркування щодо безпеки нафтовидобутку можуть виключати певні методи експлуатації свердловин;

– необхідна величина пластового тиску може змінюватися для різних методів.

3 ОСНОВНІ ЕТАПИ КОНСТРУЮВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ СТРУМИННОГО НАСОСА

Основний геометричний параметр струминного насоса

Основним геометричним параметром [12], який безпосередньо впливає на величину ККД струминного насоса є співвідношення діаметрів камери змішування та робочої насадки K_p. За даними класичних досліджень максимальний ККД розвивають струминні насоси з геометричним співвідношенням K_p=1,21…12,25. Такий широкий діапазон зміни геометричних розмірів ускладнює вибір оптимальної величини параметра K_p свердловинних ежекційних систем, співвідношення площ перерізів камери змішування і робочої насадки для яких становить K_p=2…6. Задачею наступних досліджень є встановлення величини оптимального співвідношення K_p саме для вищезгаданого діапазону [12].

Крім геометричних розмірів проточної частини струминного насоса його ККД визначається також значенням режимних параметрів: відносного напору h та коефіцієнта інжекції i. Враховуючи, що режимні параметри роботи струминного насоса безпосередньо зв’язані між собою цілком достатнім є визначення одного показника, наприклад, коефіцієнта інжекції i. Існує думка, що струминні насоси забезпечують максимальний ККД для коефіцієнта інжекції $i \approx 1$. Аналіз досвіду використання струминних насосів, однак свідчить, що оптимальне значення коефіцієнта інжекції суттєво відрізняється від одиниці і залежить від величини геометричного параметра K_p [12].

Враховуючи результати проведеного аналізу завдання наступних досліджень, таким чином, полягає у визначенні умов, які забезпечують роботу струминного насоса з максимальним значенням ККД та встановленні на цій основі оптимальних конструкторських та режимних параметрів використання свердловинних ежекційних систем [17].

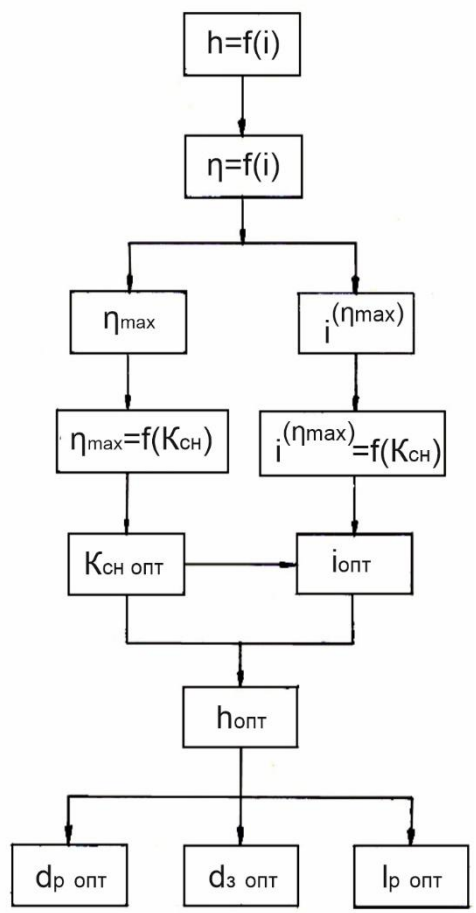


Рисунок 3.1 – Послідовність визначення оптимальних геометричних розмірів проточної частини струминного насоса [17]

Оптимальні значення геометричних розмірів проточної частини струминного насоса визначаємо в такій послідовності (рисунок 3.1) [17].

1. Будуємо серію кривих $h = f(i)$ для різних значень геометричного параметра K_p.

2. Використовуючи отримані співвідношення $h - i$ визначаємо ККД струминного насоса для різних режимів його роботи та будуємо залежність $\eta = f(i)$.

3. Отримані нелінійні залежності $\eta = f(i)$ є екстремальними, що дає можливість визначити граничні значення ККД $\eta_{\max}$ та відповідні їм значення коефіцієнтів інжекції $i^{(\eta_{\max})}$ для кожного співвідношення K_p.

4. Використовуючи максимальні величини ККД струминного насоса отримані для кожного значення геометричного параметра K_p та відповідних коефіцієнтів інжекції i будуємо залежності $\eta_{\max} = f\left(K_p\right)$ та $i^{(\eta_{\max})} = f\left(K_p\right)$.

5. Використовуючи залежність $i^{(\eta_{\max})} = f\left(K_p\right)$, яка також є екстремальною, визначаємо величину геометричного параметра $K_{ропт}$, що відповідає максимальному значенню ККД. Отримане оптимальне значення $K_{ропт}$ використовуємо для визначення оптимальної величини коефіцієнта інжекції за залежністю $i^{(\eta_{\max})} = f\left(K_p\right)$.

6. Після підстановки величин $K_{ропт}$, $i_{опт}$ в рівняння характеристики струминного насоса визначаємо оптимальну величину відносного напору $h_{опт}$.

7. Після підстановки величини $h_{опт}$, $i_{опт}$ в рівняння характеристики гідравлічної системи визначаємо діаметр робочої насадки струминного насоса $d_{wопт}$, який відповідає його максимальному ККД. Застосовуючи співвідношення $K_p = d_з^2 / d_w^2$ визначаємо оптимальну величину діаметра камери змішування $d_{зопт}$. Отримана величина геометричного параметра $K_{ропт}$ дозволяє визначити також необхідну відстань між робочою насадкою та камерою змішування l_w.

Розглянемо особливості визначення максимального ККД струминного насоса [17].

Враховуючи рівняння $\eta = hi/(1-h)$ розрахунок ККД передбачає попереднє визначення режимних параметрів струминного насоса: відносного напору h та коефіцієнта інжекції i. Режимні параметри струминного насоса розраховувались з використанням його характеристики $h = f\left(i\right)$. Зважаючи на залежність величини даного коефіцієнта від взаємної орієнтації елементів проточної частини струминного насоса необхідно з’ясувати яке значення відстані між робочою насадкою та камерою змішування повинне враховуватись при визначенні режимних параметрів роботи пристрою [17].

Оптимальна відстань від робочої насадки визначається з умови рівності площі кінцевого перерізу вільного струменя та камери змішування струминного насоса [17].

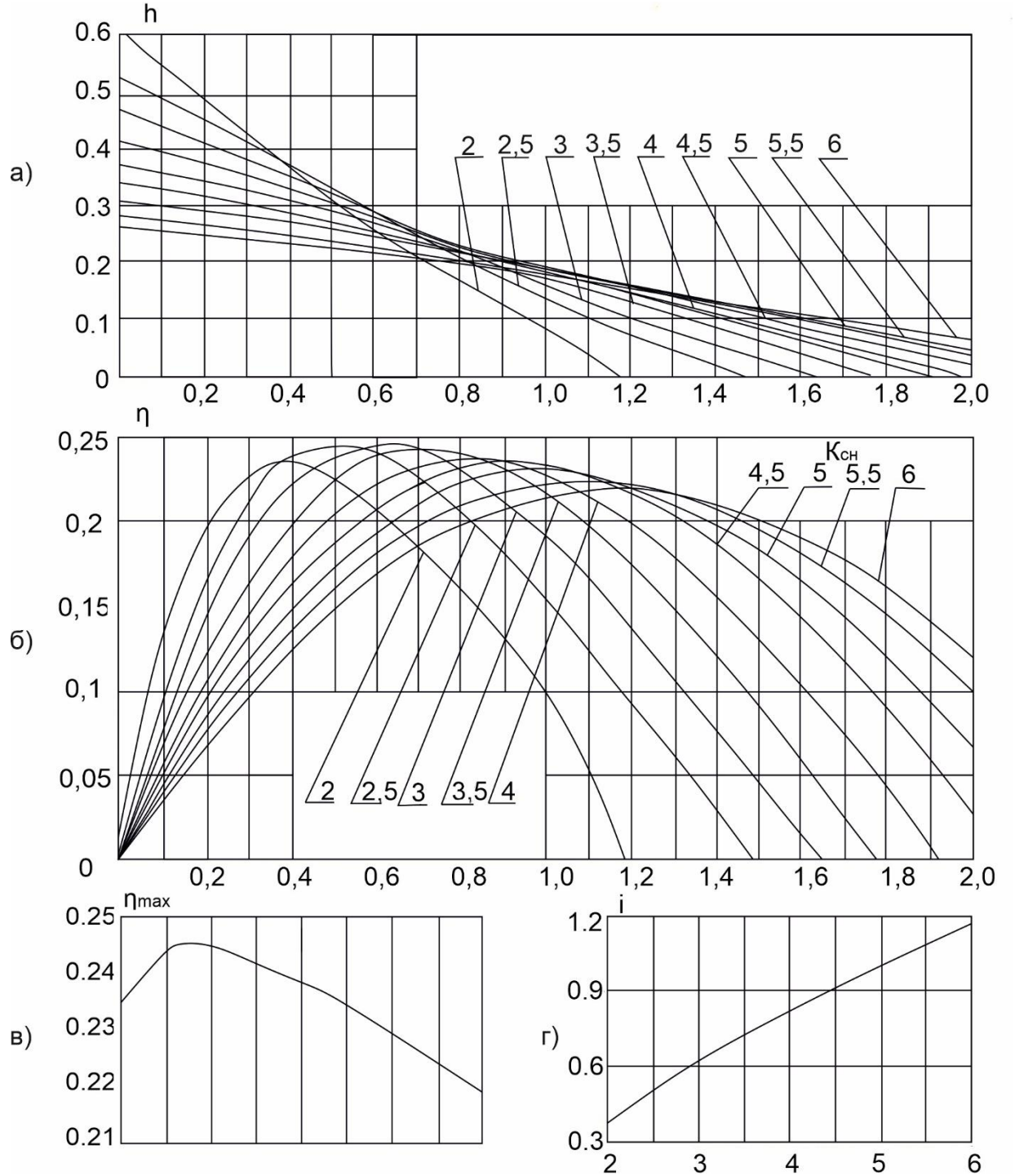


Рисунок 3.2 - Послідовність визначенння максимального ККД струминного насоса: а) відносний напір; б) поточне значення ККД; в) максимальне значення ККД; г) коефіцієнт інжекції, який відповідає максимальному ККД

Перевищення необхідної відстані до камери змішування призводить до того, що кінцевий переріз вільного струменя перекриває вхідний переріз камери змішування. Це призводить до виникнення зворотних течій рідини та додаткових втрат енергії [17].

Недостатня відстань від робочої насадки викликає переміщення кінцевого перерізу вільного струменя в камері змішування в напрямку дифузора, внаслідок чого зменшується її робоча довжина та знижується ефективність процесу обміну енергіями високонапірного та низьконапірного потоку [17].

Результати розрахунку ККД струминного насоса приведені на рисунку 3.2 [17].

При проведенні досліджень основний геометричний параметр струминного насоса змінювався в діапазоні від K_p=2 до K_p=6 враховуючи, що саме ці співвідношення геометричних розмірів використовуються в апаратах нафтової галузі. Результати розрахунку характеристик струминного насоса (рисунок 3.2 а) були трансформовані в серію кривих $\eta = f\left(i, K_p\right)$ (рисунок 3.2 б). Кожна залежність для ККД відзначається чітко визначеним максимумом, який відповідає фіксованому значенню коефіцієнта інжекції. Визначення максимального ККД дозволило встановити його залежність від основного геометричного параметра $\eta_{\max} = f\left(K_p\right)$ (рисунок 3.2 в). Необхідно відзначити існування оптимального значення геометричного параметра, яке відповідає максимальному ККД струминного насоса. Графічна залежність приведена на рисунку 3.2 г встановлює оптимальні (з точки зору ККД) значення коефіцієнта інжекції, які визначають оптимальний режим роботи струминного насоса [17].

За результатами проведених досліджень встановлено, що максимальне значення ККД струминного насоса, яке становить $\eta_{\max}$=0,2451 відповідає величині геометричного параметра K_p=2,785 та відстані між робочою насадкою та камерою змішування $\bar{l}_w$=2,4232. Отримане значення ККД відповідає таким

оптимальним режимним параметрам струминного насоса: відносний напір $h_{опт}$ =0,2972; коефіцієнт інжекції $i_{опт}$=0,591 [17].

Відстань між соплом та камерою змішування

В процесі дослідження впливу відстані між соплом та камерою змішування на робочий процес струминного насоса чисельні розрахунки виконувались за допомогою коду CFX-TASCflow [13]. Цей код вирішує проблему визначення числа Рейнольдса в рівнянні Нав'є–Стокса у формі примітивної змінної. Для визначення впливу ефекту турбулентності використовується стандартна k–ε модель. Порівняння між CFD та експериментами показали, що стандартна модель k–ε здатна точно прогнозувати важливі глобальні показники ефективності, наприклад, дозвуковий, надзвуковий одно- та двофазний потік, і що основна відмінність між моделями турбулентності полягає в точності їх передбачення локальної структури потоку. Для досягнення збіжного послідовного та стабільного чисельного рішення ця модель турбулентності була реалізована в програмному коді CFX-TASCflow.

А. Граничні умови

Щоб отримати точне прогнозування характеристик, для моделювання використовуються ті самі розміри струминного насоса, що застосовувались при проведенні експериментальних досліджень. Вихідні граничні умови встановлювались у вигляді співвідношення витрат первинних та вторинних потоків та статичних тисків змішаного потоку. Відносна інтенсивність турбулентності та довжина вихору становили відповідно 0,03 та 0,03, а середнє число Рейнольдса – $7{,}0\times10^5$. Щоб досягти хорошої конвергенції кількість ітерацій становила 150 для часу обчислення приблизно 3 години на процесорі Core 2 Duo, для кожної розрахункової процедури [13].

В. Генерація сіткової моделі

Високоякісна сітка виготовлена за допомогою оператора багатоблочної *H*-сітки всередині струминного насоса. Такий тип сітки дає мінімум кутів перекосу та максимальне співвідношення сторін елементів сітки [13].

Загальна кількість вузлів сітки становила приблизно 430 000. Для того, щоб забезпечити необхідну кількість використовуваних вузлів сітки для отримання конвергентного рішення, виконується ітерація за процедурою «незалежного від сітки рішення». Три різні сітки (212 000, 485 600 і 582 700) перевіряються для всього струминного насоса. Результати, отримані для 582700 вузлів сітки збігаються з результатами, отриманими з вузлами сітки 485600, тобто вузлів сітки 485 600 достатньо для досягнення незалежного від мережі сітки результату. На рисунку 3.3 показаний зразок використаної сітки [13].

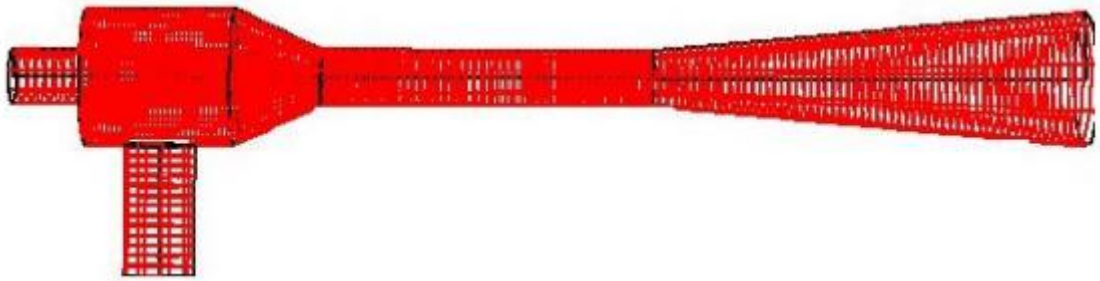


Рисунок 3.3 – Сіткова модель струминного насоса [13]

Наведені тут експериментальні результати є частиною розширеної програми вивчення багатьох факторів, що впливають на продуктивність струминного насоса в Національному центрі досліджень води [13]. У цьому дослідженні обговорюється вплив відношення відстані до діаметра камери змішування (X) на продуктивність струминного насоса при різному робочому тискові привідного потоку.

На рисунку 3.4 показані криві продуктивності для X= 0,0,5, 0,75 і 1 при різних тисках на вході 1, 1,5, 2 і 2,5 бар відповідно при співвідношенні площі R=0,25, співвідношенні довжини змішувальної камери до діаметра змішувальної камери L=7,25 і куті дифузора θ=5,5º. Ці комбінації геометричних розмірів є складними для точного аналізу та оптимізації. Отримані результати показують, що при вхідному тиску 1 бар максимальна ефективність спостерігається при коефіцієнті X в діапазоні від 0,5 до 0,75. Максимальний ККД становить η=25 % (рисунок 3.5) і виникає при X=0,5, де коефіцієнт напору становить N=0,35 при 1 барі, а мінімальне значення ККД становить η=18 % і відбувається при X=1, де коефіцієнт напору N=0,25 і значення привідного тиску 2,5 бар [13].

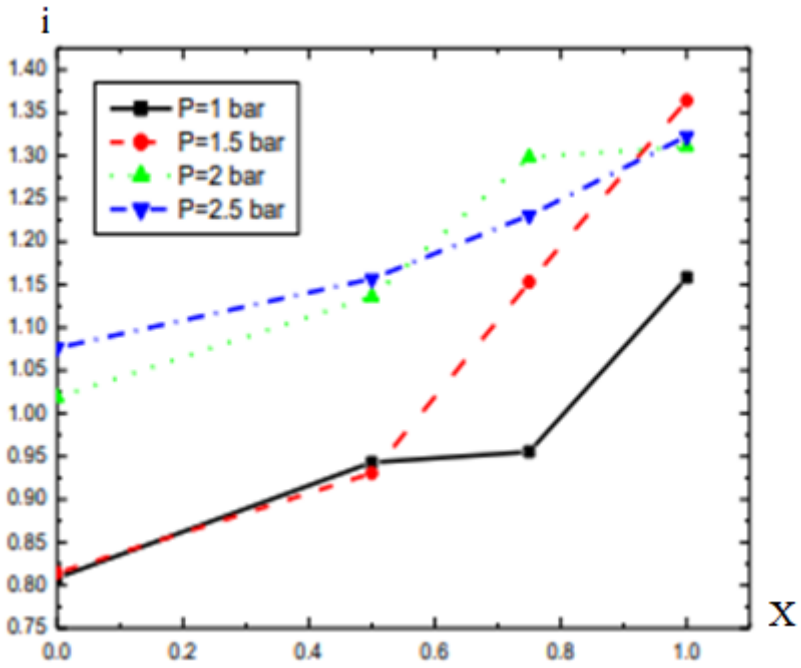


Рисунок 3.4 – Залежність коефіцієнта інжекції від відносної відстані між соплом та камерою змішування струминного насоса для різних тисків робочого потоку [13]

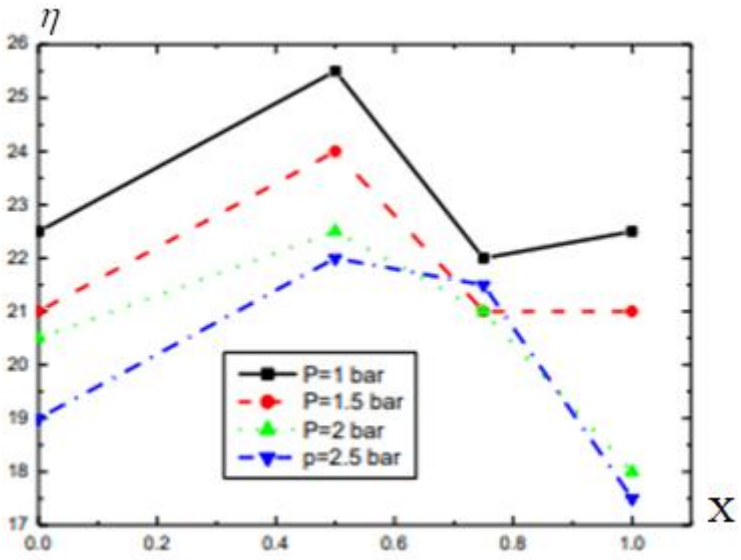
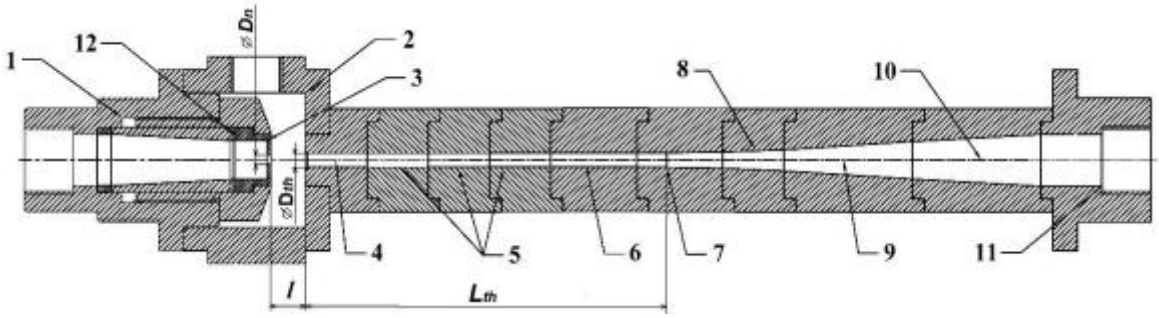


Рисунок 3.5 – Залежність ККД струминного насоса від відносної відстані між соплом та камерою змішування [13]

Таким чином, проведені дослідження показують значний вплив відносної відстані між соплом та камерою змішування на характеристики струминного насоса. Зважаючи на отримані в роботі [13] результати даний параметр необхідно враховувати при проектуванні свердловинних ежекційних систем, які застосовують в нафтогазовій промисловості.

Довжина камери змішування струминного насоса

В процесі експериментальних досліджень застосовувався струминний насос з регульованою довжиною камери змішування [14]. Довжина камери змішування змінювалась використанням циліндричних елементів з однаковими діаметрами внутрішніх отворів та однаковим зовнішним діаметром (рисунок 3.6).



1 – підведення робочого потоку; 2 – приймальна камера; 3 – насадка; 4 – вхідна ділянка камера змішування; 5 – проміжні ділянки змішувальної камери; 6 – основна ділянка змішувальної камери; 7 – перехідник; 8 – вхідний дифузор; 9 – проміжний дифузор; 10 – випускний дифузор; 11– фланцева головка; 12 – кільцева пластина.

Рисунок 3.6 – Експериментальна камера змішування струминного насоса [14]

Зміна кількості елементів 5 дозволяє регулювати довжину камери змішування струминного насоса при проведенні експериментальних досліджень [14].

В результаті лабораторних досліджень побудовані барометрично-енергетичні характеристики струминного насоса. На рисунку 3.7 наведено залежність ККД струминного насоса від співвідношення довжини камери змішування та її діаметра. Аналіз отриманих результатів свідчить про екстремальний характер даної залежності [14].

Розміри дифузора струминного насоса

Функція дифузора полягає в перетворенні комбінованої енергії (енергії тиску та кінетичної енергії) тільки в енергію тиску. Тому підвищення тиску в

дифузорній частині насоса сприяє підйому змішаного потоку на поверхню [15].

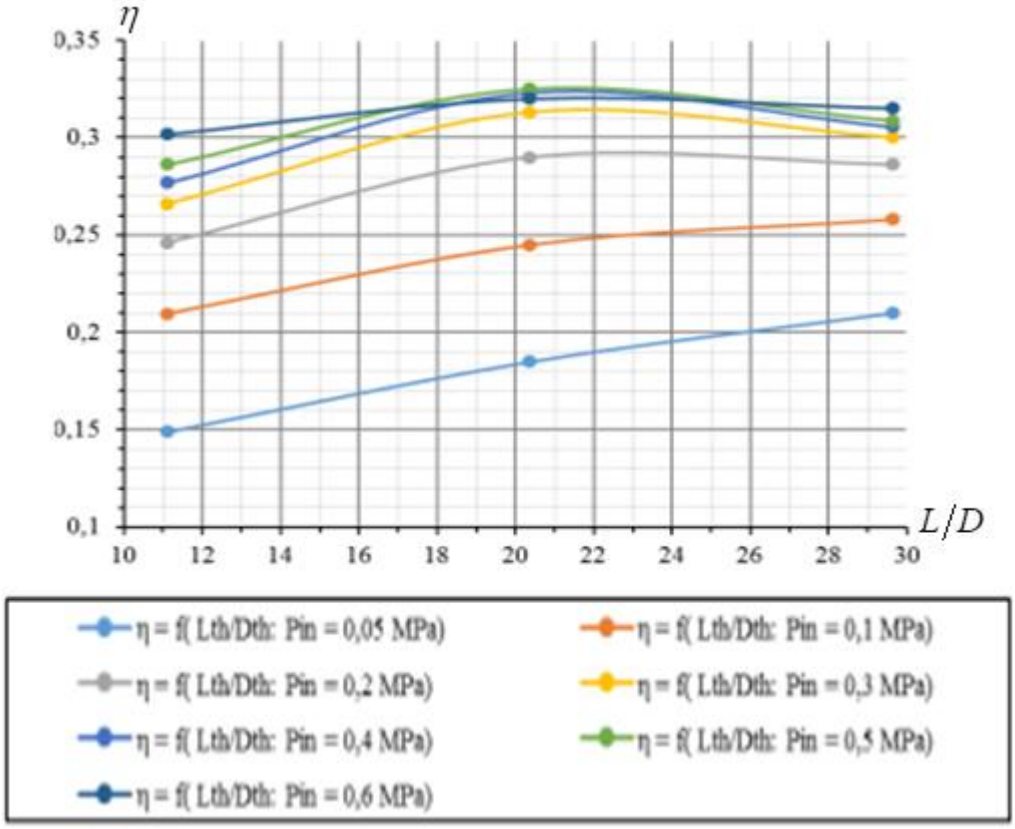


Рисунок 3.7 – Залежність ККД струминного насоса від співвідношення довжини камери змішування та її діаметра



Рисунок 3.8 – Різні типи випробуваних дифузорів [15]

У цьому дослідженні [15] було випробувано три струминних насоса Вентурі з довжиною дифузора (L_d) 110, 100 і 148 мм з кутами дифузора (θ_d) 4,5°,

5° і 5,5° відповідно з діаметром камери змішування 10 мм і співвідношенням площі сопла до камери змішування R=0,25 (рисунок 3.8).

Струминний насос випробуваний на дослідній установці для різного тиску нагнітання. Характеристичні криві струминного насоса представляють середні результати, отримані в результаті кількох випробувань [15].

Рисунок 3.9 показує залежність витрати через струминний насос від створюваного напору для різних кутів розкриття дифузора [15].

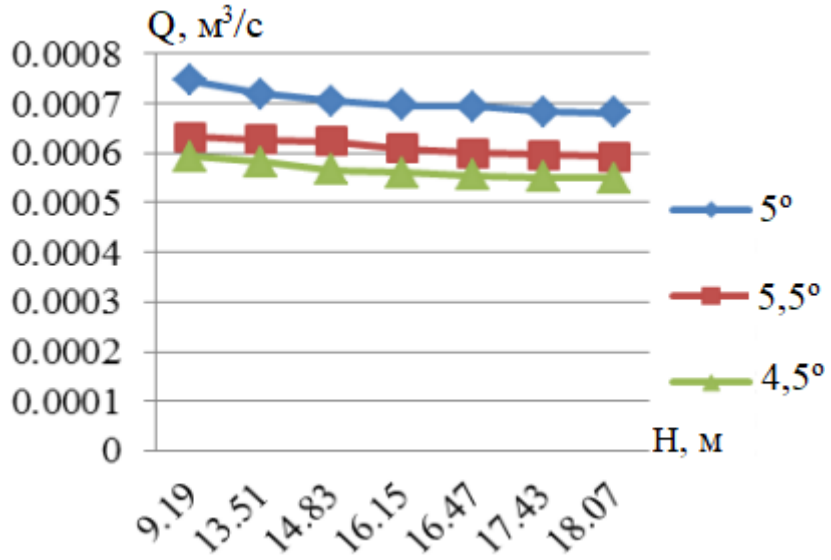


Рисунок 3.9 – Залежність витрати через струминний насос від створюваного напору для різних кутів розкриття дифузора [15]

Враховуючи результати проведених досліджень витрата через дифузор обернено пропорційна напору. Залежність витрати від кута розкриття дифузора має екстремальний характер. Кут дифузора 5° дає найвище ККД струминного насоса, а кут 4,5° відповідає мінімальній ефективності [15].

В роботі [16] приведені результати дослідження струминного насоса з різними кутами входження потоку в камеру змішування струминного насоса. Відповідно до отриманих результатів тиск всмоктування безпосередньо залежить від величини кута входу в камеру змішування струминних насосів (рисунок 3.10). Отже, кут входу в камеру змішування виявився важливою геометричною характеристикою, яка визначає висоту всмоктування струминного насоса.

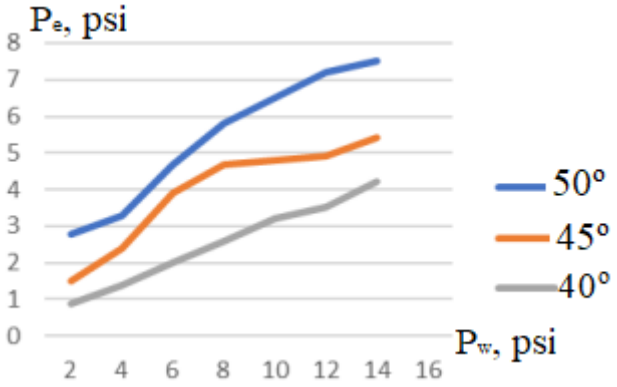


Рисунок 3.10 – Залежність тиску всмоктування від тиску нагнітання струминного насоса

4 РОЗРОБЛЕННЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ СВЕРДЛОВИННОГО СТРУМИННОГО НАСОСА

4.1Основні аналітичні залежності системи проектування

Напірна характеристика (**pressure characteristic**) струминного насоса визначається рівнянням збереження кількості імпульсів руху потоків в замкненому об'ємі камери змішування струминного насоса (рисунок 4.1) [17], [18]

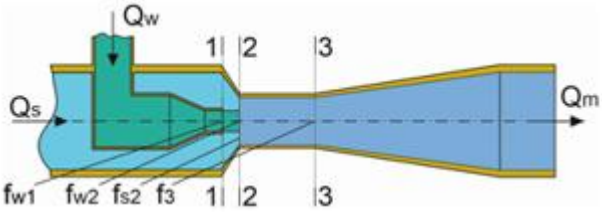


Рисунок 4.1 – Проточна частина струминного насоса [18]

f_{w1} – площа перерізу робочого потоку на виході з робочої насадки; f_{w2} – площа перерізу робочого потоку на вході в камеру змішування; f_{s2} – площа інжектованого потоку на вході в камеру змішування; Q_w, Q_s, Q_m – витрати робочого, інжектованого та змішаного потоку

$$h = \frac{\varphi_1^2}{K_p}\left[2\varphi_2 \frac{f_{w1}}{f_{w2}} + 2\varphi_2 \frac{f_{w1}}{f_{s2}} i^2 - \left(2 - \varphi_3^2\right)\frac{(1+i)^2}{K_p}\right] - \frac{\Delta P_c}{\Delta P_w}; \tag{4.1}$$

$$\frac{\Delta P_c}{\Delta P_w} = \frac{\left(\varphi_1/\varphi_4\right)^2 i^2}{\left[K_p - \dfrac{1}{\sqrt{1+\left(\Delta P_c/\Delta P_w\right)}}\right]^2}; \tag{4.2}$$

$$\frac{f_{w1}}{f_{w2}} = \sqrt{1 + \frac{\Delta P_c}{\Delta P_w}}; \tag{4.3}$$

$$\frac{f_{w1}}{f_{s2}} = \frac{1}{K_p - \dfrac{f_{w2}}{f_{w1}}}, \tag{4.4}$$

де h – відносний напір струминного насоса;

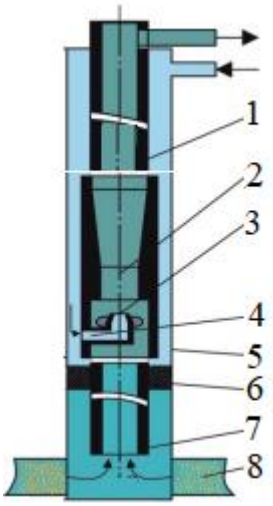
$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – емпіричні коефіцієнти швидкостей характерних перерізів струминного насоса;

f_{w1}, f_{w2}, f_{s2} – площа перерізу робочого потоку на виході з робочої насадки та на вході в камеру змішування та інжектованого потоку на вході в камеру змішування;

i – коефіцієнт інжекції струминного насоса;

K_p – геометричний параметр струминного насоса;

$\frac{\Delta P_c}{\Delta P_w}$ – відносні гідравлічні втрати в робочому потоці між вихідним перерізом робочої насадки та вхідним перерізом камери змішування.



1,7 – насосно-компресорні труби; 2 – камера змішування з дифузором; 3 – робоча насадка; 4 – радіальні отвори;

5 – свердловина; 6 – пакер; 8 – продуктивний горизонт

Рисунок 4.2 – Принципова схема нафтового струминного насоса [18]

Рівняння гідравлічної системи (**hydraulic characteristic**) струминного насоса враховує конструкцію ежекційної системи і свердловини та характеристики продуктивного горизонту (рисунок 4.2) [17], [18].

$$h = \frac{1}{\frac{K_w Q_w^2}{K_a Q_w^2 (1+i)^2 + \rho g H_p - P_r + Q_w / K_{pr}}} \qquad (4.5)$$

де K_w, K_a – узагальнений гідравлічний опір робочої насадки та гідравлічного каналу затрубного простору;

Q_w – витрата робочого потоку;

ρ – густина робочого середовища;

H_p – глибина розміщення насоса;

P_r – пластовий тиск;

K_{pr} – коефіцієнт продуктивності.

Складові рівняння (4.5) визначаються за формулами [17], [18]

$$K_w = \frac{8\rho}{\pi^2 \mu_w^2 d_w^4}; \tag{4.6}$$

$$K_a = \frac{8\lambda_a \rho H_p}{\pi^2 d_{ci}^5}; \tag{4.7}$$

$$K_{pr} = \frac{2\pi k h_r}{\mu \ln\left(R_c / r_w\right)}, \tag{4.8}$$

де μ_w – коефіцієнт витрати робочої насадки;

d_w – діаметр робочої насадки;

λ_a – коефіцієнт лінійного гідравлічного опору кільцевого каналу затрубного простору;

d_{ci} – внутрішній діаметр колони насосно-компресорних труб;

k – коефіцієнт проникності продуктивного пласта;

h_r – товщина продуктивного горизонта;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості пластової рідини;

R_c – радіус контура живлення;

r_w – радіус свердловини.

Після визначення відносного напору h та коефіцієнта інжекції i розраховуємо коефіцієнт корисної дії струминного насоса [17], [18]

$$\eta = \frac{hi}{\left(1-h\right)} \tag{4.9}$$

4.2 Вибір засобів побудови алгоритму автоматизованого проектування струминного насоса

Python — це широко поширена мова програмування загального призначення високого рівня. Основи мови Python Software Foundation були розроблені Гвідо ван Россумом у 1991 році. Мова була розроблена в основному для спрощення читабельності коду, оскільки її синтаксис дозволяє програмістам представляти свої концепції за допомогою меншої кількості рядків коду [19].

Розробка Python почалася у 1980-х. Невдовзі після цього Гвідо ван Россум у грудні 1989 року почав працювати над додатками в центрі Centrum Wiskunde & Informatica (CWI) [20], який розташований у Нідерландах. Спочатку це було започатковано як проект для хоббі. Мова програмування, завдяки якій Python досяг успіху, — це мова програмування ABC, яка взаємодіяла з операційною системою Amoeba та мала функцію обробки винятків.

В 1991 році вона була випущена, та використовувала набагато менше кодів для опису понять, якщо порівнювати її з мовою Java, C++ і C. Її основна мета — забезпечити читабельність коду та покращити продуктивність розробника. Коли Python був випущений, він мав більш ніж достатньо можливостей для забезпечення класів із успадкуванням, обробки винятків кількох основних типів даних і функцій [20].

Найбільш використовувані версії є Python 2.x і 3.x. Між ними є велика конкуренція, і обидва варіанти мають значні переваги в різних областях застосування [20]:

– створення сценаріїв;

– генерація розрахункових алгоритмів;

– тестування програмного забезпечення.

Завдяки його елегантності та простоті такі провідні технологічні організації, як Dropbox, Google, Quora, Mozilla, Hewlett-Packard, Qualcomm, IBM і Cisco, впровадили Python як основу для роботи своїх системних алгоритмів [21].

Еволюція Python

02.1991 Python 0.9.0

Лютий 1991 року став історичною датою. Гвідо ван Россум опублікував вихідний код інтерпретатора Python для відкритого коду. Так почалася динамічна історія Python, і був відкритий вихідний код програмування, який допоміг Python досягти успіху [21].

Перша версія Python 0.9.0, була натхненна мовою ABC, яку Ван Россум впроваджував у центрі CWI на той час. Його головною метою було використати найкраще з мови ABC і удосконалити решту. Цей перший варіант Python мав такі важливі особливості [22]:

– класи з обробкою винятків спадкування;

– функції;

– модулі;

– основні типи даних, такі як list, dict і str.

01.1994 Python 1.0

Ще однією віхою в історії Python став випуск його другої версії в січні 1994 року. Для цього була створена окрема група Usenet. У цій версії реалізовано додаткові функції алгоритму [22]:

– функціональні інструменти програмування (лямбда, карта, фільтр і скорочення);

– підтримка комплексних чисел;

– функції з ключовими словами аргументів.

10.2000 Python 2.0

З цією версією Python почав будувати свою майбутню форму як надійну мову із зручним досвідом розробки. Серед важливих функцій, представлених у цій версії є такі [22]:

– розуміння спискових даних;

– збирач сміття з визначенням циклу;

– підтримка Unicode;

– уніфікація типів і класів даних.

12.2008 Python 3.0

Робота над цією версією почалася ще в 2000 році. Розробники хотіли оптимізувати мову та усунути непотрібні мовні конструкції та функції, які накопичувалися протягом майже 20 років існування Python [22].

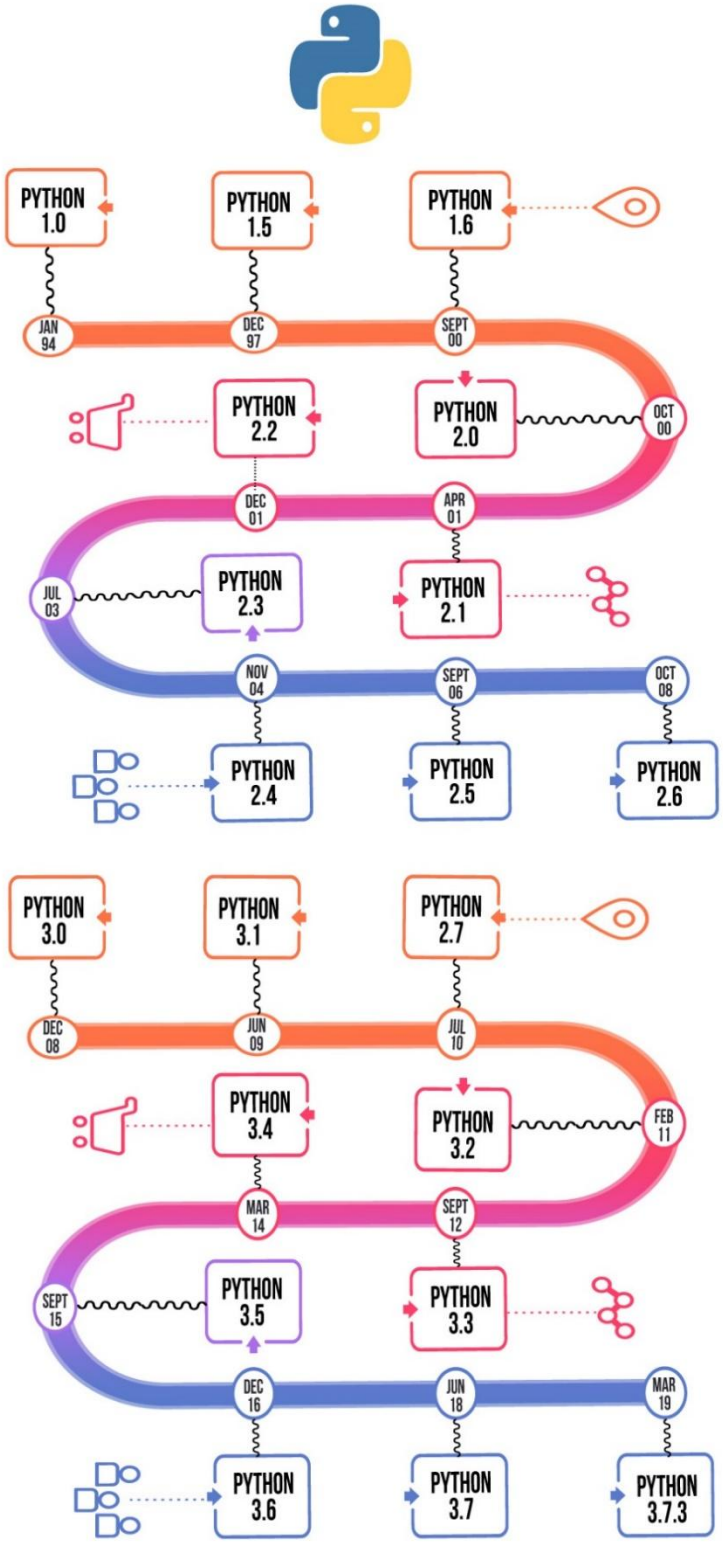


Рисунок 4.3 – Структура розвитку мови програмування Python [22]

Python 3.0 був зворотно несумісний і приніс деякі несподівані ускладнення. Виявилося, що Python широко використовується і часто залежить від інших бібліотек Python. Хоча було легко перенести свої сценарії на Python 3, було набагато важче перенести програми, які покладалися на бібліотеки сторонніх розробників, оскільки вони не оновлювалися швидко [22].

Функції, реалізовані в Python 3.0, включали наступне [22]:

– ключове слово print було змінено на функцію print;

– функція raw_input застаріла;

– він уніфікував типи str і Unicode;

– він містив утиліти для автоматичного перетворення коду Python 2.x.

Перехід із Python 2 нарешті завершився після його виходу з експлуатації у 2020 році [22].

10.2020 Python 3.9

Стрімке зростання популярності Python почалося в 2010 році. Незабаром Python конкурував з найпопулярнішими мовами, такими як Java і JavaScript. У цій поточній версії Python реалізовано інші функції [22]:

– оператори злиття словника та mpdate;

– нові рядкові методи removeprefix та removesuffix;

– вбудовані загальні типи.

Популярність Python зросла разом із розвитком таких галузей, як машинне навчання та великі бази даних. Але він багато в чому зобов’язаний своїм становищем кількості розробників, які використовують Python у своїй повсякденній роботі [22].

4.3 Структура розрахункового алгоритму автоматизованої системи проектування

Розрахунковий алгоритм складається з чотирьох блоків (рисунок 4.4) [18].

Блок імпорту необхідних бібліотек. Бібліотека Python — це набір пов’язаних модулів. Вона містить пакети коду, які можна багаторазово використовувати в різних програмах. Це робить програмування на Python простішим і зручнішим для програміста. Оскільки не потрібно писати той самий

код знову і знову для різних програм. Бібліотеки Python відіграють дуже важливу роль у сферах машинного навчання, науки про дані, візуалізації даних тощо [18].

1 - Блок імпорту необхідних бібліотек

[1]:
```
import pandas as pd
import Ejector_calculation
import ipywidgets as widgets
from ipywidgets import interact, interactive, fixed, interact_manual
import ipympl
from IPython.display import display
from IPython.display import clear_output
%matplotlib widget
```

2 - Блок введення основних параметрів свердловини

[2]:
```
i = 0 # початкове значення коефіцієнта інжекції
Hr = 41 # товщина продуктивного пласта (м)
Mu_w = 0.95 # коефіцієнт витрати робочої насадки
rw = 0.1475 # радіус свердловини (м)
Rk = 100 # радіус контуру живлення (м)
k = 1e-12 # коефіцієнт проникності продуктивного пласта (м^2)
m = 0.01 # коефіцієнт динамічної в'язкості пластової рідини (Па*с)
Pr = 24284600 # тиск на вибої свердловини (Па)
Density = 1000 # густина робочого середовища (кг/м^3)
Hp = 2476 # глибина розміщення струминного насоса (м)
fi1 = 0.95
fi4 = 0.925
dco = 0.059 # діаметр колони НКТ (м)
Kp = 4.44 # основний геометричний параметр струминного насоса
```

3 - Блок введення додаткових параметрів для розрахунку поточного ККД

[3]:
```
Qw = 0.001296 # робоча витрата (м^3/с)
dw = 0.00302 # діаметр робочої насадки струминного насоса (м)
```

4 - Блок розрахунку ККД

[4]:
```
calcul = Ejector_calculation.
Ejector(Qw, dw, i, Hr, Mu_w, rw, Rk, k, m, Pr, Density, Hp, fi1, fi4, dco, Kp)
```

Calculate

efficiency = 0.16534763202827796
dw = 0.00302
Qw = 0.001296

Рисунок 4.4 – Структура розрахункового алгоритму [18]

Стандартна бібліотека Python містить точний синтаксис, семантику та маркери Python та містить вбудовані модулі, які надають доступ до основних

системних функцій, таких як введення/виведення. Більшість бібліотек Python написані мовою програмування С. Стандартна бібліотека Python складається з понад 200 основних модулів. Усе це працює разом, щоб зробити Python мовою програмування високого рівня [24].

Основні допоміжні бібліотеки

Matplotlib: ця бібліотека відповідає за побудову числових даних і тому використовується в аналізі даних. Це також бібліотека з відкритим вихідним кодом, яка відтворює чіткі фігури, такі як кругові діаграми, гістограми, діаграми розсіювання, графіки тощо [25].

Pandas: Pandas є важливою бібліотекою для науковців із обробки даних. Це бібліотека машинного навчання з відкритим кодом, яка надає гнучкі високорівневі структури даних і різноманітні інструменти аналізу, що полегшує аналіз даних, маніпулювання даними та їх очищення. Pandas підтримує такі операції, як сортування, повторне індексування, ітерація, конкатенація, перетворення даних, візуалізація, агрегація тощо [26].

Numpy: назва «Numpy» означає «числовий Python». Це загальновживана бібліотека, яка підтримує великі матриці та багатовимірні дані. «Numpy» складається з вбудованих математичних функцій для легких обчислень. Навіть такі бібліотеки, як TensorFlow, внутрішньо використовують Numpy для виконання кількох операцій над тензорами. Інтерфейс масиву є однією з ключових особливостей цієї бібліотеки [27].

Оскільки визначення робочої точки ежектора пов’язане з використанням значної кількості математичних операцій, це призводить до збільшення часу обрахунку. Тому було прийнято рішення імпортувати допоміжну бібліотеку “Numpy” в якості допоміжного математичного функціоналу та бібліотеки Pandas і Matplotlib, як інструментарій для графічного та структурованого відображення отриманих даних [18].

Блок введення основних параметрів свердловини. Даний блок містить вихідні дані, необхідні для розрахунку напірної характеристики струминного насоса та характеристики його гідравлічної системи [18].

Блок введення додаткових параметрів для розрахунку поточного ККД. Даний блок містить вихідні дані у вигляді ряду діаметрів робочої насадки струминного насоса d_w та значень робочої витрати Q_w. Для введення даних параметрів використано стандартизовані ряди геометричних розмірів елементів проточної частини свердловинного струминного насоса та конструкцій наземних насосних агрегатів, розроблені провідною в галузі застосування нафтогазових ежекційних технологій компанією Kobe (США). Відповідно до рекомендацій даної компанії величина діаметра робочої насадки d_w струминного насоса змінювалась в діапазоні від 0,002 м до 0,016 м, а витрата Q_w робочого потоку – від $7{,}8\times10^{-5}$ м^3/с до 0,00816 м^3/с. Значення основного геометричного параметра струминного насоса K_p змінювалось в діапазоні від 2 до 8 [18].

Блок розрахунку ККД. Даний блок призначений для безпосереднього розрахунку режимних параметрів струминного насоса – відносного напору h та коефіцієнта інжекції i з наступним використанням даних величин для визначення ККД струминного насоса η. Для проведення розрахунку необхідно натиснути кнопку *Calculate*. З усього масиву отриманих значень ККД виділяються максимальні величини та відповідні їм значення конструкторських та експлуатаційних параметрів ежекційної системи [18].

4.4 Створення системи автоматизованого розрахунку робочої точки струминного насоса

Найбільш поширена на сьогоднішній день методика розрахунку напірної характеристики струминного насоса заснована на використанні закона збереження кількості руху рідини в камері змішування ежектора. Недолік моделювання процесу змішування потоків на основі використання закону збереження кількості руху рідини в замкненому об’ємі полягає в необхідності застосування для розв’язку отриманої системи рівнянь методу послідовних наближень, що вимагає значних витрат часу на проведення поетапного розрахунку [28] – [31].

Для автоматизації даної задачі створено систему класу Class «Ejector» (рисунок 4.5) що забезпечує засоби групування даних і функціональних можливостей [18].

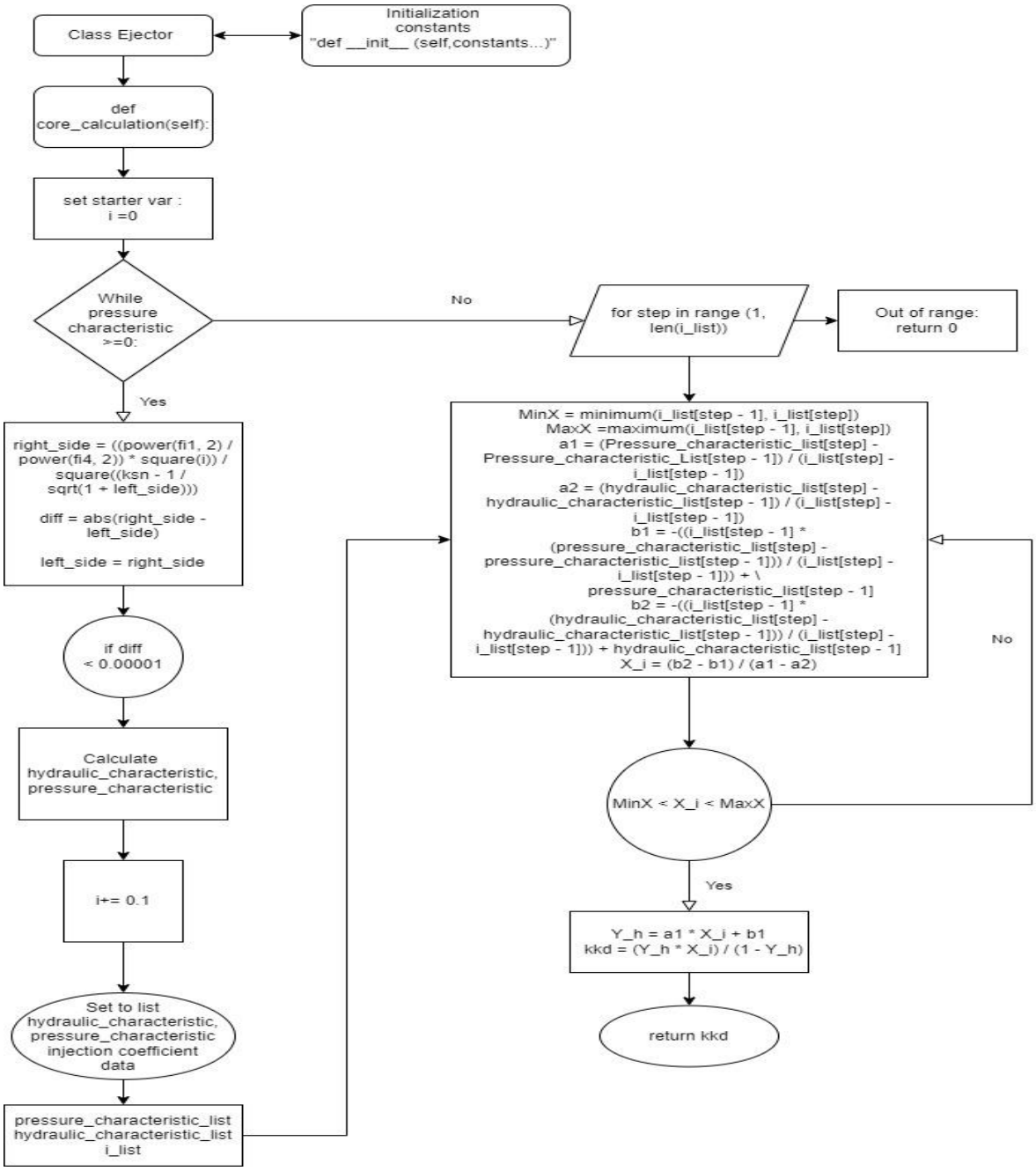


Рисунок 4.5 – Блок схема програмного коду з пошуку робочої точки та ККД ежектора [18]

Створення даного класу утворює новий тип об’єкта, що дозволяє створювати нові екземпляри цього типу. Кожен екземпляр класу може мати

атрибути, приєднані до нього для підтримки його стану. Екземпляри класу також можуть мати методи (визначені його класом) для зміни свого стану [18].

Для визначення робочої точки струминного насоса необхідно об'єднати рівняння характеристик насоса (формули (4.1)–(4.4)) та гідравлічної системи (формули(4.5)–(4.8)) в одну систему, розв'язання якої дозволить визначити точні координати точки перетину даних нелінійних залежностей. Дану операцію здійснює оператор «for step in range», який виконує повторення послідовності розрахункової процедури від 1 до n за списком коефіцієнта інжекції [18].

for step in range (1, len(i_list)) – під час кожної ітерації виконується спроба пошуку робочої точки ежектора заснована на умові перетину кривих характеристик насоса та його гідравлічної системи. Розміщена нижче позначення оператора «for step in range» прямокутна область відображає особливості пошуку координат проекції робочої точки А на вісь X (рисунок 4.6). Значення X та Y на рисунку 4.6 відповідають відносному напору h та коефіцієнту інжекції i струминного насоса. В процесі пошуку координат робочої точки розрахункові параметри згруповано у вигляді безрозмірних співвідношень a_1, a_2, b_1, b_2. При проведенні розрахунків визначаються всі значення координат проекцій робочої точки на вісь X, які знаходяться в діапазоні між його максимальною MaxX та мінімальною MinX величиною [18].

Після виконання даної умови, зображення якої міститься в полі обмеженим овалом, здійснюється пошук координат робочої точки на вісь Y [18].

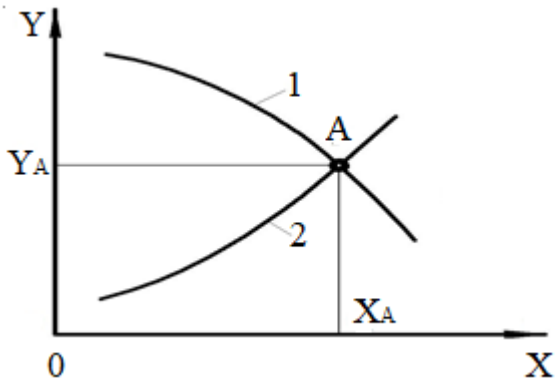


Рисунок 4.6 – Визначення координат робочої точки струминного насоса [18]

У разі виконання умови if MinX < X_i < MaxX виконується наступна частина програмного коду що визначає точку перетину по осі «Y», положення якої визначається величиною відносного напору h та коефіцієнта інжекції i. Після визначення відносного напору та коефіцієнта інжекції за формулою (4.9) розраховуємо ККД η струминного насоса [18].

Отримане значення ККД за допомогою оператора «return», розміщеного у прямокутному полі верхньої частини правої колонки блок схеми, повертається як результат обрахунку функції та призводить до виходу з циклу, тобто його завершення. Даний оператор працює у випадку отримання від'ємних значень відносного напору та ККД [18].

Вибір оптимальних геометричних розмірів струминного апарата базується на показнику ККД, однак розрахунок методом послідовних наближень з наступним графічним чи алгебраїчним визначенням точки перетину відрізків, з метою отримання робочої точки ежектора потребує значних витрат часу на підстановку та встановлення максимальних значень коефіцієнта корисної дії. Тому було прийнять рішення розробити систему, яка б дозволила прорахувати значний об'єм даних з мінімальними витратами часу на виконання кожного з етапів обрахунку. Основою побудованого алгоритму стала розробка класу «Calculation» (рисунок 4.7) з наслідуванням функцій та параметрів попередньо створеного блоку розрахунку Class «Ejector» [18].

Для обрахунку оптимальних геометричних розмірів та ККД струминного насоса було створено функцію класу «Ejector»: **«cal_by_qw(self, Qw_array:list, dw_array:list)»**, яка використовує в якості аргументів створені користувачем списки стандартних витрат наземних поршневих насосних агрегатів (Q_w_array) та значення діаметрів робочих насадок струминного насоса (d_w_array). Зображення даної функції має вигляд прямокутного поля із згладженими кутами розміщеного у верхній частині лівої колонки блок-схеми (рисунок 4.7) [18].

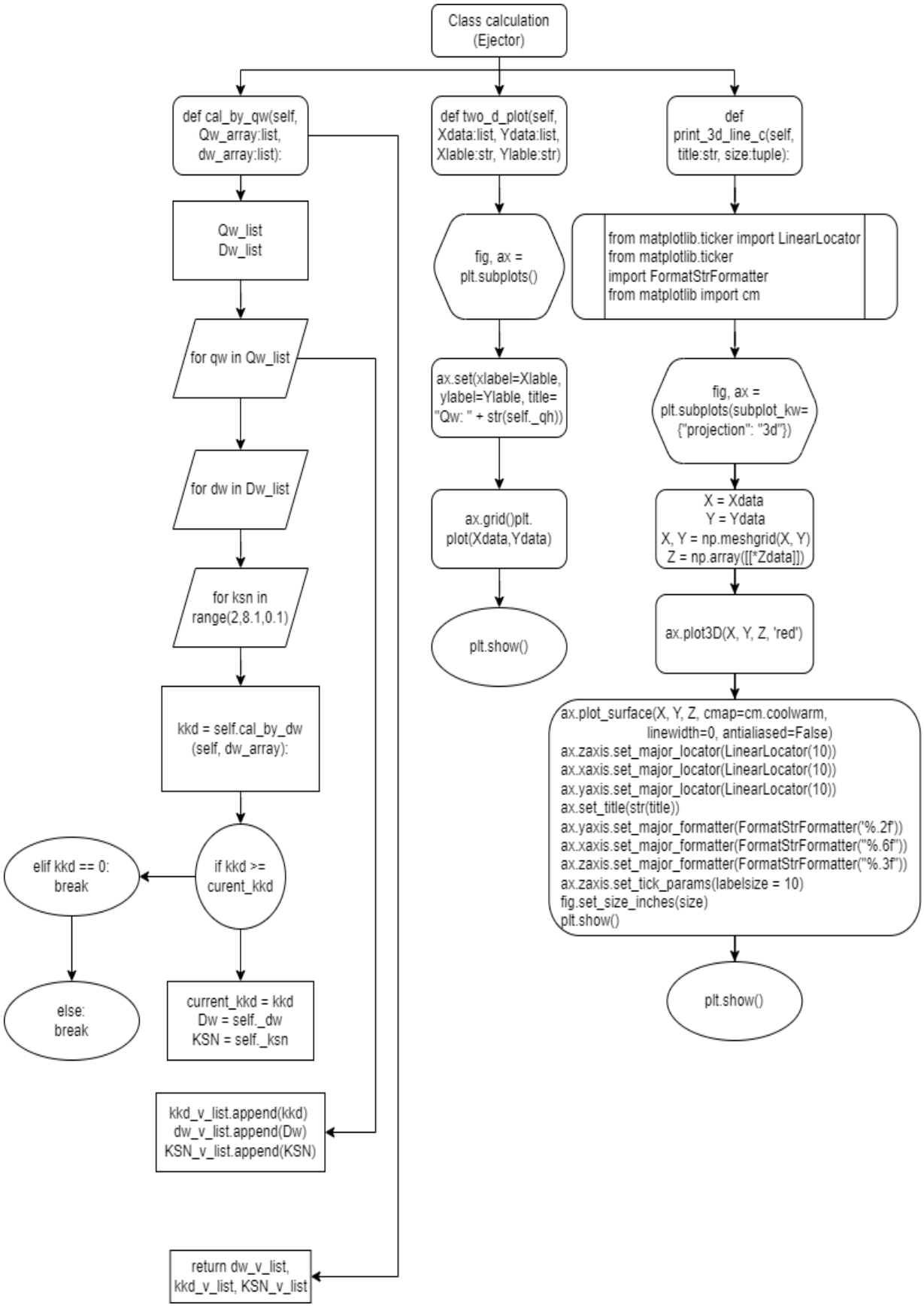


Рисунок 4.7 – Блок схема програмного коду класу «Calculation» [18]

Отримані значення заносяться в структуру словника (dict), що являє собою невпорядковану колекцію довільних об'єктів із доступом за ключем. У випадку обрахунку за рядом витрат, ключем словника стає поточне значення робочої витрати, а колекцією даних – значення оптимальних параметрів діаметра робочої насадки, основного геометричного параметра та ККД [18].

Використання структури словника дозволяє отримати швидкий доступ до даних завдяки використання їх «ключа», що суттєво скорочує час необхідний для аналізу показників та можливості інтеграції бібліотеками для науковців із обробки даних [18].

З метою виведення результатів геометричної оптимізації ежектора використано графічну бібліотеку **Matplotlib**, та проведено імпорт модуля «pyplot» який відповідає за побудову 2D та 3D графіків [18].

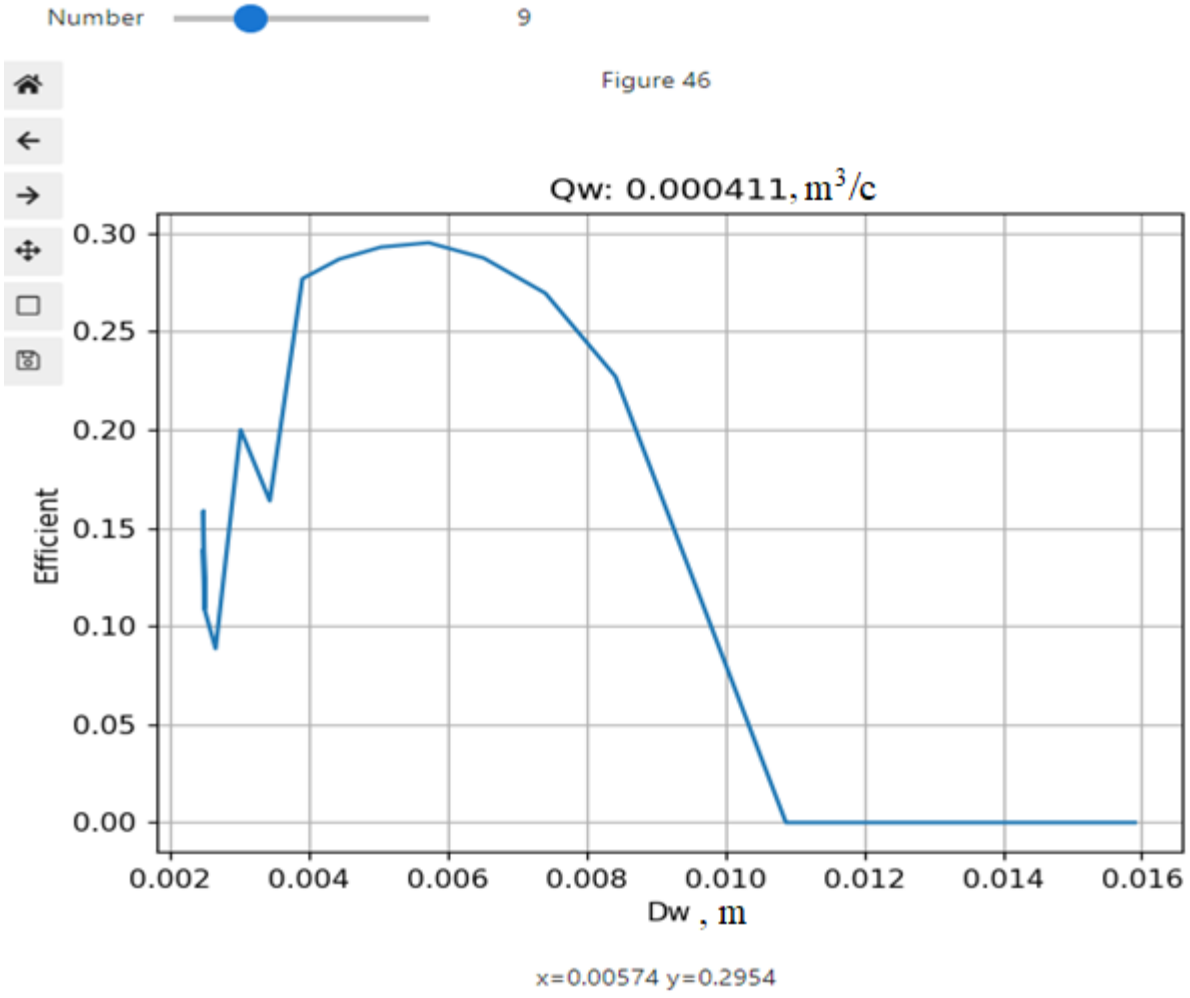


Рисунок 4.8 – Графічна залежність ККД від діаметра насадки для робочої витрати Q_w=0.000411 м^3/с [18]

Враховуючи значний діапазон робочих витрат, для автоматизації процесу обрахунку та відображення графічних залежностей, було створено функцію автоматичної перебудови графічної залежності для вказаного ряду робочих витрат у вигляді слайдера (рисунок 4.8) [18].

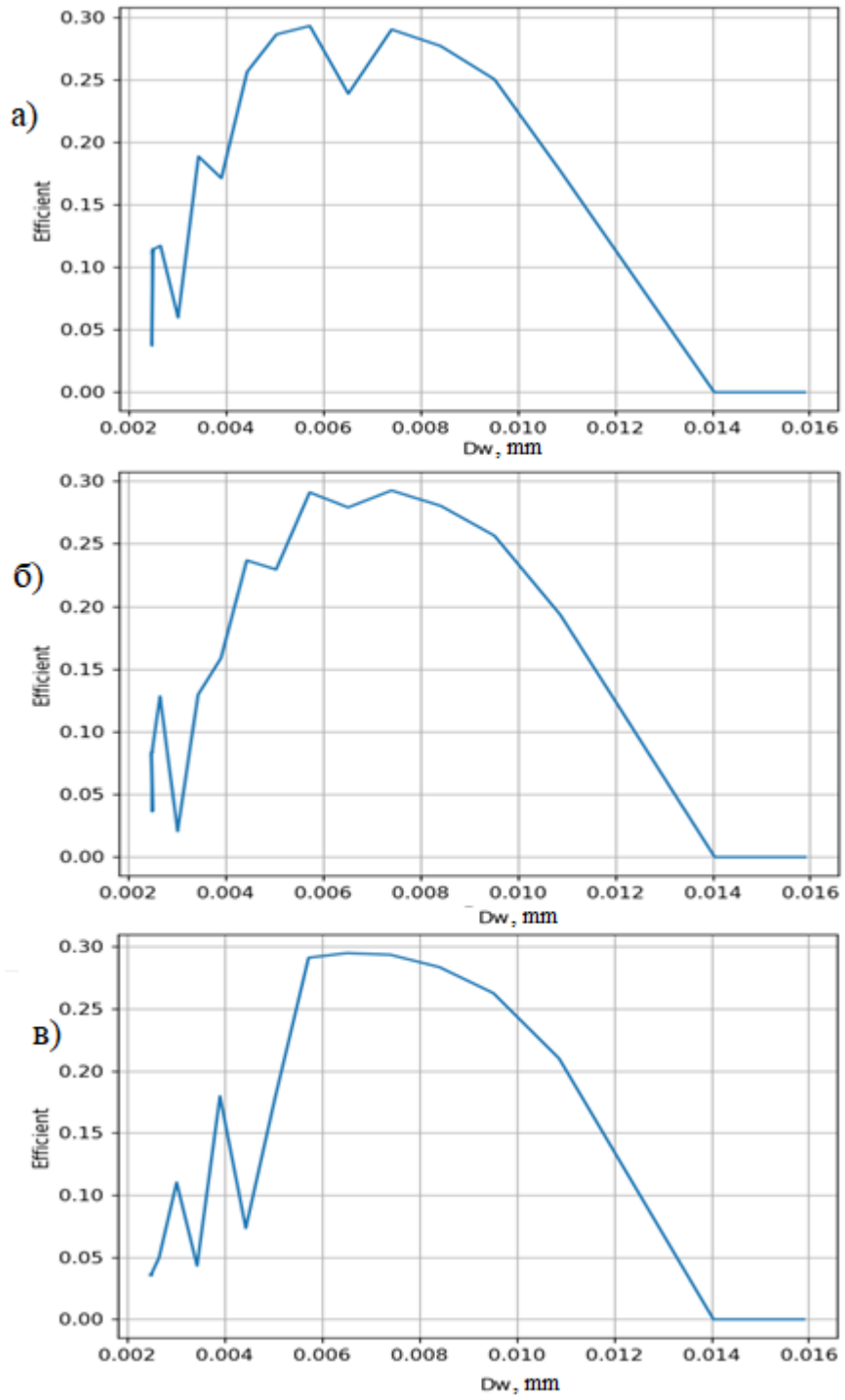


Рисунок 4.9 – Залежності ККД струминного насоса від діаметра робочої насадки для різних витрат робочого потоку: а) 0,003264 м^3/с; б) 0,004456 м^3/с; в) 0,006505 м^3/с [18]

Пересування слайдера (кількість позицій відповідає кількості значень робочих витрат) дозволяє автоматично обраховувати та відображати графіки для ряду робочих витрат, що робить їх аналіз значно зручнішим для користувача [18].

На рисунку 4.9 зображено отриману з використанням слайдера серію однотипних графічних залежностей, які відповідають трьом робочим витратам струминного насоса. В таблиці 4.1 наведений приклад визначення коефіцієнта корисної дії для робочої витрати Q_w=0,00816 м^3/с та робочої насадки, діаметр якої змінюється в діапазоні від d_w=0,002484 м до d_w=0,0159 м [18].

Таблиця 4.1 – Співвідношення діаметрів робочої насадки та ККД для фіксованої робочої витрати [18]

Порядковий номер	Діаметр робочої насадки, d_w, м	Коефіцієнт корисної дії η ,%
1	0.002497	7.363
2	0.002485	9.369
3	0.0025	7.363
4	0.002484	9.369
5	0.002493	7.363
6	0.002659	11.5834
7	0.00302	5.8327
8	0.00344	17.8889
9	0.00391	11.8113
10	0.00444	8.3165
11	0.005042	28.1238
12	0.00573	28.9437
13	0.00652	29.3776
14	0.00741	24.951
15	0.00842	28.4905
16	0.009525	26.5775
17	0.010875	21.7696
18	0.014045	0
19	0.0159	0

Максимальна величина ККД відповідає величині діаметра робочої насадки d_w=0,00652 м (порядковий номер 13).

З метою отримання графічної залежності робочої витрати від діаметра робочої насадки ежектора та значення основного геометричного параметра,

прийнято рішення скористатись можливостями бібліотеки «Matplotlib» та створити функцію для автоматичної побудови 3-вимірного площинного графіку «**def print_3d_line_c**» (верхня частина правої колонки блок-схеми) [18].

Таблиця 4.2 – Оптимальні співвідношення діаметрів робочої насадки, основного геометричного параметра та робочих витрат

Робоча витрата Q_w, м^3/с	Діаметр робочої насадки d_w, м	Основний геометричний параметр Kp	Коефіцієнт корисної дії η_{max}, %
0.000078	0.002497	3.4	27.0209
0.000091	0.00344	2.9	29.1437
0.000109	0.002497	5.3	28.6148
0.000127	0.002659	4.4	28.3043
0.000148	0.00391	2.9	29.1505
0.00017	0.00444	2.5	28.4453
0.000194	0.00391	3.1	29.4056
0.000244	0.005042	2.4	27.9847
0.000339	0.005042	2.5	28.6928
0.000411	0.005042	2.7	28.9467
0.000487	0.00444	3.4	29.5219
0.000573	0.00391	3.4	27.0166
0.00066	0.00391	4.4	28.943
0.000725	0.005042	3	29.2941
0.000764	0.005042	2.6	27.9105
0.000847	0.00444	3.7	29.0854
0.000868	0.00573	2.7	28.9823
0.000984	0.005042	3.3	29.5359
0.001105	0.00573	2.6	28.7467
0.001134	0.00573	2.9	29.3102
0.001296	0.00391	5.5	28.2587
0.001447	0.00573	3.1	29.3817
0.00162	0.00391	6	27.9312
0.001829	0.00444	5	28.7411
0.003264	0.00573	3.5	29.4729
0.003819	0.005042	4.4	28.9437
0.004456	0.00573	3.8	29.464
0.005093	0.00652	2.6	27.914
0.005787	0.00741	2.7	28.901
0.006505	0.00842	2.2	27.6792
0.007292	0.005042	5.3	28.6128
0.00816	0.00652	3.5	29.5246

В таблиці 4.2 наведено співвідношення діаметрів робочої насадки, основного геометричного параметра та робочих витрат, які відповідають максимальному ККД струминного насоса [18].

В таблиці 4.2 виділені співвідношення діаметрів робочої насадки, основного геометричного параметра та робочої витрати струминного насоса, які відповідають максимальному ККД струминного насоса: d_w=0,005042 м; K_p=3,3; Q_w=0,000984 м^3/с, η_{max}=29,5359 % [18].

На рисунку 4.10 наведено зображення 3D графіка, побудованого розробленою автоматизованою системою проектування свердловинних струминних насосів [18].

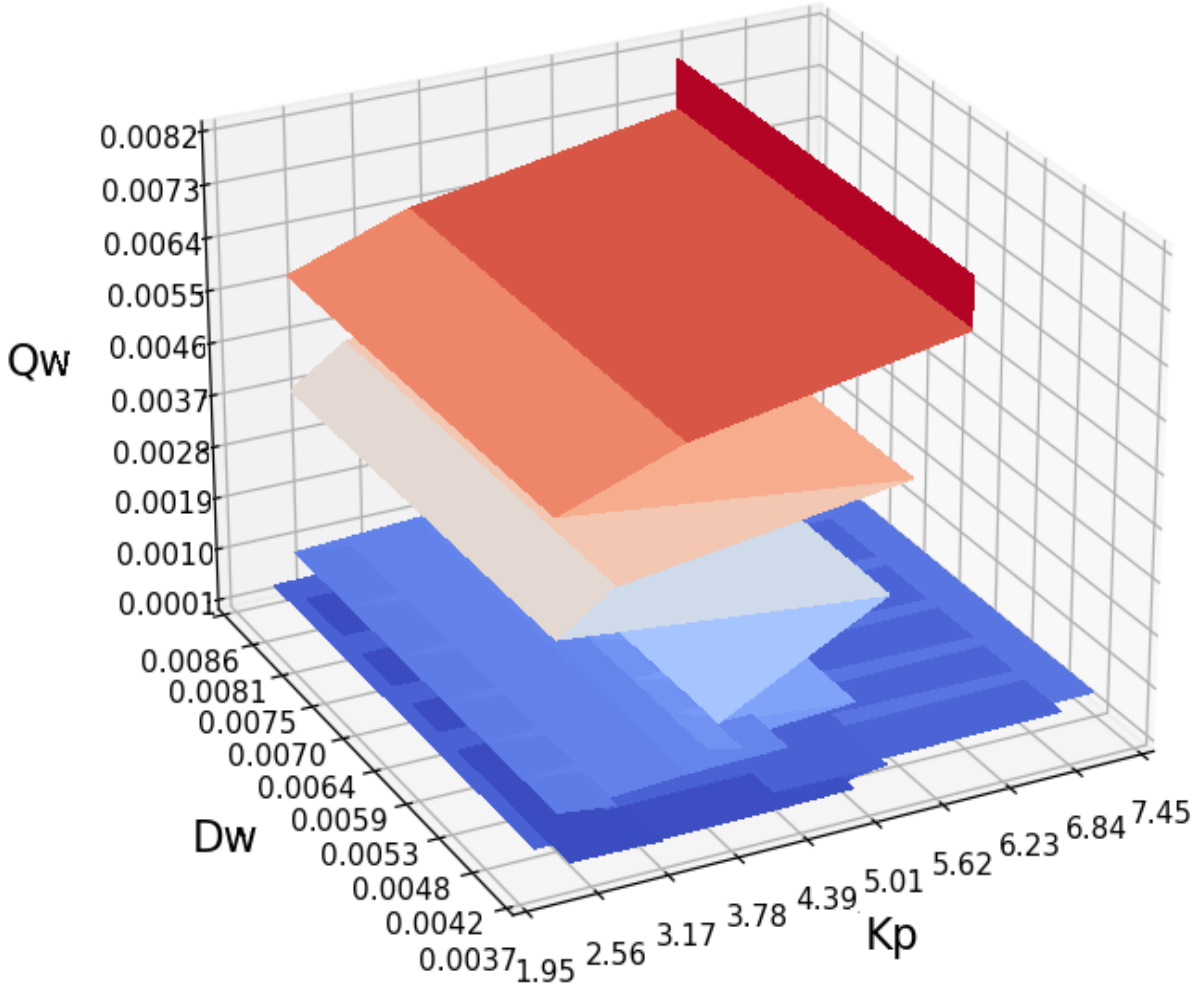


Рисунок 4.10 – Графічна 3D залежність робочої витрати від діаметра робочої насадки та значення основного геометричного параметра струминного насоса

Отримана 3D залежність дозволяє підвищити ефективність використання нафтового струминного насоса.

ВИСНОВКИ

1. На основі аналізу тенденцій та перспектив розвитку ежекційних нафтогазових технологій встановлено необхідність розроблення автоматизованої системи проектування конструкції та оптимального режиму експлуатації нафтового струминного насоса.

2. Незважаючи на недостатню енергетичну ефективність струминні насоси мають просту конструкцію, тривалий термін експлуатації та менші експлуатаційні витрати порівняно з іншими засобами механізованого нафтовидобутку.

3. Основними етапами конструювання ежекційної системи є вибір оптимальних співвідношень геометричних розмірів та взаємної орієнтації елементів проточної частини струминного насоса.

4. Розроблено алгоритм автоматизованого проектування конструкції свердловинного нафтового струминного насоса у вигляді чотирьох послідовних структурних елементів, об’єднаних спільним критеріальним параметром оптимізації, який забезпечує максимальну енергетичну ефективність експлуатації ежекційної системи.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ НА ДЖЕРЕЛА

1. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Аналіз тенденцій розвитку ежекційних нафтогазових технологій. Молодий вчений. 2018. №10(62). С.267 – 271.

2. Zhu H. Y., Liu Q.Y., Wang T. Reducing the bottom-hole differential pressure by vortex and hydraulic jet methods. Journal of Vibroengineering. 2014. № 8. P. 2224 – 2249.

3. Zhu H.Y., Liu Q.Y. Pressure drawdown mechanism and design principle of jet pump bit. Scientia Iranica. 2015. № 6. P. 792 – 803.

4. Liknes F. Jet Pump. Trondheim: Norwegian University of Science and Technology (NTNU), 2013. 99 p.

5. Li I., Misselbrook I.G., Seal I. Sand cleanout with coiled tubing: choice of process, tools, or fluids? SPE/EAGE Annual Conference and Exhibition, Rome, Italy, 9-12 june 2008. SPE 113267. 27 p.

6. Chen X., Gao D., Guo B. A method for optimizing jet-mill-bit hydraulics in horizontal drilling. SPE Journal. 2016. № 4. P. 416 – 422.

7. Coll B., Laws G., Jeanpert J., Sportelli M., Svoboda C., Trimble M. Specialized Tools for wellbore debris recovery. Oilfield Review. Winter 2012/2013. Vol. 24. P. 46 – 57.

8. Nunez O.A., Pough T.S., Hubbard I. Gas lift jet pump hybrid completion reduces non-productive time during unconventional well production. SPE Argentina Exploration and Production of unconventional Resources Symposium, Buenos Aires, Argentina, 1-3 june 2016. SPE - 180958 - MS. 9 p.

9. Дубей О.Я. Підвищення ефективності установок свердловинних штангових насосів шляхом застосування нафтогазових ежекторів: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.12/ Дубей Ольга Ярославівна. Івано-Франківськ, 2017. 217 с.

10. Shen I., Wu X., Wang I. Application of composite jet-rod pumping system in a deep heavy-oil field in Tarim China. SPE Annual Technical Conference and Exhibition, Florence, Italy, 19-22 September 2010. SPE 134068. 8 p.

11. Karassik I.J., Messina J.P., Cooper P., Heald C.C. Pump Handbook. New York: McGraw-Hill, 2007. 1801 p.

12. Крижанівський Є.І., Паневник Д.О. Оптимізація конструкторських та режимних параметрів свердловинної ежекційної системи // Нафтогазова енергетика. 2020. № 2. С.73 – 80.

13. Meakhail T. A., Teaima I. R. A Study of the Effect of Nozzle Spacing and Driving Pressure on the Water Jet Pump Performance. International Journal of Engineering Science and Innovative Technology (IJESIT). 2013. Vol. 2. Issue 5. P. 373 – 382.

14. Karabaev S.D. Investigations of the Liquid-Jet Gas Pump's Mixing Throat Lengths for Well Operations and Associated Petroleum Gas Utilization. International science and technology conference "Earth science". IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. 2021. 666 062003. 7 p. doi:10.1088/1755-1315/666/6/062003.

15. Naik B.R., Patel S.M. The Effect of Venturi Design on Jet Pump Performance. Journal for Research. 2016. Vol. 2. Issue 4. P. 23 – 28.

16. Pandhare S. R., Pitale A. K. Study the Performance of Water Jet Pump by Changing the Angle of Mixing Nozzle. International Journal of Scientific Research in Science and Technology. 2017. Vol. 3. Issue 3. P. 538 – 540.

17. Паневник Д.О. Підвищення ефективності використання наддолотних струминних насосів: дис. …доктора філософії (PhD) : 133 / Паневник Денис Олександрович. Івано-Франківськ, 2020. 228 с.

18. Чудик І.І., Паневник Д.О. Цифрове моделювання свердловинних струминних насосів: монографія. Івано-Франківськ: СИМФОНІЯ ФОРТЕ, 2025. 156 с.

19. Python (programming language): Wikipedia. Python Software Foundation License. 2022. This page was last edited on 10 October 2022, at 05:51 (UTC). https://en.wikipedia.org/wiki/Python_(programming_language).

20. National research institute for mathematics and computer science: Centrum wiskunde & informatica. Amsterdam. 2022. https://www.cwi.nl/about.

22. Pramanick S.History of Python. GeeksforGeeks. Noida, 2020. Last Updated : 27 May, 2022. https://www.geeksforgeeks.org/history-of-python.

23. Ostrowska K. A Brief History of Python. 20th Jun 2022. https://learnpython.com/blog/history-of-python.

24. Manchanda P. Libraries in Python. Last Updated: 18 Oct, 2021. https://www.geeksforgeeks.org/libraries-in-python/.

25. Hunter J., Dale D., Firing E., Droettboom M. Matplotlib 3.6.0. documentation. Matplotlib development team. 2022. https://matplotlib.org/stable/index.html.

26. Pandas documentation. Download documentation: Zipped HTML. Sep 19, 2022 Version: 1.5. https://pandas.pydata.org/docs/).

27. NumPy documentation — NumPy v1.23 Manual. Download documentation: PDF Version | Historical versions of documentation. Version: 1.23. 2022. https://numpy.org/doc/stable/.

28. Кулінченко В.Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід : підручник. Київ: ІНКОС, 2006. 616 с.

29. Паневник О.В., Онацко Р.Г. Контроль та регулювання режиму роботи свердловинних струминних насосів. Івано-Франківськ: Нова Заря, 2007. 140 с.

30. Jia X., Liao H., Hu Q., He Y., Wang Y., Niu W. Optimization Method of Jet Pump Process Parameters and Experimental Study on Optimal Parameter Combinations. Processes. 2023. Vol. 11(10). P. 1 – 21. https://doi.org/10.3390/pr11102841.

31. Паневник О.В., Яремійчук Р.С., А.Г. Чернобильский А.Г. Використання ежекційно-хвильових процесів для ліквідації ускладнень при бурінні. Київ: Українська книга, 1998. 211 с.

32. The Python Tutorial — Python 3.10.7 Documentation. The Python Tutorial Classes. Python Software Foundation. Last updated on Oct 10, 2022. https://docs.python.org/3/tutorial/classes.html