

**БАКАЛАВРСЬКА РОБОТА**

**БР.ГМІ-79.00.00.000 ПЗ**

**Група ГМІ-21-1**

**Святослав Антонів**

**2025**

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

**Антонів Святослав Михайлович**

(прізвище, ім'я, по-батькові)

УДК 622.24 + 621.694.2

## **БАКАЛАВРСЬКА РОБОТА**

**Дослідження кавітаційних характеристик та попередження  
кавітаційного режиму роботи свердловинного струминного насоса**

(назва роботи)

**Інжиніринг і сервісне обслуговування нафтогазових машин та обладнання**

(назва освітньої програми)

**133 – Галузеве машинобудування**

(шифр і назва спеціальності)

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

Здобувач освітнього ступеня С.М. Антонів  
(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий керівник Паневник Денис Олександрович, доктор філософії, доцент  
(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)

# ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

Інститут ІІМ Кафедра нафтогазових машин та обладнання  
Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування  
ОПП «Інжиніринг і сервісне обслуговування нафтогазових машин та обладнання»

## ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри НГО  
\_\_\_\_\_ Я.Т. Федорович  
" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 2025 р.

## ЗАВДАННЯ

### НА БАКАЛАВРСЬКУ РОБОТУ

Студенту \_\_\_\_\_ Антоніву Святославу Михайловичу  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1 Тема роботи Дослідження кавітаційних характеристик та попередження кавітаційного режиму роботи свердловинного струминного насоса

Затверджена наказом № \_\_\_\_\_ від \_\_\_\_ .2025 р.

2 Термін здачі студентом закінченої роботи 10.06.2025 р.

3 Вихідні дані до роботи: технічна документація та технічні характеристики на свердловинні струминні насоси, літературні джерела

4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань)

Вступ. 1 Робочі параметри та типи струминних насосів 1.1 Принцип дії струминних насосів 1.2 Конструктивні схеми и класифікація струминних насосів 2 Характеристики струминних насосів 3 Вплив геометрії елементів проточної частини на енергетичну ефективність струминних насосів 4 Кавітація в струминних насосах 4.1 Умови та механізм виникнення кавітації 4.2 Вплив кавітації на роботу струминного насоса 5 Експериментальне дослідження кавітаційних характеристик свердловинних струминних насосів 6 Комп'ютерне моделювання кавітаційних характеристик свердловинного струминного насоса. Висновки. Перелік використаних джерел.

5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням креслень)

5.1 Аналіз конструкцій струминних насосів – 1 арк. формату А1

5.2 Гідравлічна схема лабораторної установки – 1 арк. формату А1

5.3 Струминний насос (СК) – 1 арк. формату А1

5.4 Деталі струминного насоса – 1 арк. формату А1

5.5 Експериментальне дослідження кавітаційних характеристик струминного насоса – 1 арк. формату А1

5.6 Комп'ютерне моделювання кавітаційних характеристик струминного насоса – 1 арк. формату А1

6 Консультанти по роботі (за необхідністю).

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

6 Дата видачі завдання 18.02.2025

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер і назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
Вступ. 1 Робочі параметри та типи струминних насосів	10.03.2025 р.	
2 Характеристики струминних насосів	10.03.2025 р.	
3 Вплив геометрії елементів проточної частини на енергетичну ефективність струминних насосів	10.04.2025 р.	
4 Кавітація в струминних насосах	10.05.2025 р.	
5 Експериментальне дослідження кавітаційних характеристик свердловинних струминних насосів	20.05.2025 р.	
6 Комп'ютерне моделювання кавітаційних характеристик свердловинного струминного насоса	20.05.2025 р.	
<i>Графічна частина проекту</i>	10.06.2025 р.	

Студент

\_\_\_\_\_ Особистий підпис

Антонів С.М.  
Розшифровка підпису

Керівник роботи

\_\_\_\_\_ Особистий підпис

Паневник Д.О.  
Розшифровка підпису

## РЕФЕРАТ

Бакалаврська робота Антоніва С.М. на тему «Дослідження кавітаційних характеристик та попередження кавітаційного режиму роботи свердловинного струминного насоса» складається з пояснювальної записки, викладеної на 60 аркушах формату А4, яка вміщує 6 розділів, 3 таблиці, 35 рисунків, 21 найменування використаних джерел, і графічного матеріалу загальним обсягом 6 аркушів формату А1.

Об'єктом дослідження є свердловинний струминний насос.

Мета роботи полягає у прогнозування кавітаційних характеристик свердловинних струминних насосів.

У бакалаврській роботі наведено аналіз основних схем використання та особливостей робочого процесу струминних апаратів, що застосовуються в нафтогазових свердловинах. Розглянуто традиційні характеристики, що визначають робочий процес струминних насосів, визначений вплив геометрії елементів проточної частини на енергетичні показники експлуатації струминних апаратів. Наведені особливості роботи струминних апаратів в кавітаційному режимі. В процесі експериментальних досліджень встановлено характер розподілу тисків в проточній частині струминного апарата. На основі комп'ютерного моделювання показано, що величини мінімального тиску робочого потоку на виході з робочої насадки та інжектваного потоку на вході в камеру змішування можуть застосовуватись для прогнозування місця першочергового виникнення кавітаційних явищ в проточній частині струминного насоса.

Ключові слова: нафтогазові ежекційні технології, свердловинний струминний насос, ежекційна система, кавітація, суцільність потоку, скінченно-різницева модель, комп'ютерне моделювання.

## ABSTRACT

Bachelor's thesis by Antoniv S.M. on the topic "Study of cavitation characteristics and prevention of cavitation mode of operation of a downhole jet pump" consists of an explanatory note, laid out on 60 sheets of A4 format, which contains 6 sections, 3 tables, 35 figures, 21 names of sources used, and graphic material with a total volume of 6 sheets of A1 format.

The object of the study is a downhole jet pump.

The purpose of the work is to predict the cavitation characteristics of downhole jet pumps.

The bachelor's thesis provides an analysis of the main schemes of use and features of the working process of jet devices used in oil and gas wells. The traditional characteristics that determine the working process of jet pumps are considered, the influence of the geometry of the flow part elements on the energy performance of the operation of jet devices is determined. The features of the operation of jet devices in the cavitation mode are presented. In the process of experimental studies, the nature of the pressure distribution in the flow part of the jet device was established. Based on computer modeling, it is shown that the values of the minimum pressure of the working flow at the outlet of the working nozzle and the injected flow at the inlet to the mixing chamber can be used to predict the place of primary occurrence of cavitation phenomena in the flow part of the jet pump.

Key words: oil and gas ejection technologies, downhole jet pump, ejection system, cavitation, continuity of flow, finite difference model, computer simulation.

## ЗМІСТ

Вступ	6
1 РОБОЧІ ПАРАМЕТРИ ТА ТИПИ СТРУМИННИХ НАСОСІВ	9
1.1 Принцип дії струминних насосів	9
1.2 Конструктивні схеми і класифікація струминних насосів	13
2 ХАРАКТЕРИСТИКИ СТРУМИННИХ НАСОСІВ	24
3 ВПЛИВ ГЕОМЕТРІЇ ЕЛЕМЕНТІВ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ НА ЕНЕРГЕТИЧНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ СТРУМИННИХ НАСОСІВ	29
4 КАВІТАЦІЯ В СТРУМИННИХ НАСОСАХ	33
4.1 Умови та механізм виникнення кавітації	33
4.2 Вплив кавітації на роботу струминного насоса	36
5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КАВІТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СВЕРДЛОВИННИХ СТРУМИННИХ НАСОСІВ	44
6 КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КАВІТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СВЕРДЛОВИННОГО СТРУМИННОГО НАСОСА	55
ВИСНОВКИ	57
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	58

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Струминні апарати вперше почали застосовувати в системах гідромеліорації на початку 70-х років 19 століття. Перша спроба використання ежекційних технологій в нафтогазовій промисловості відбулась у 80-х роках 19 століття, коли струминний апарат застосовувався для експлуатації нафтових свердловин великого діаметра. В подальшому струминні апарати застосовувались в операціях з випорожнення нафтопродуктів в системах зберігання та транспортування вуглеводнів. У 30-х роках 20 століття проводились масштабні теоретичні та експериментальні дослідження робочого процесу високонапірних струминних насосів. Результати даних досліджень стали основою подальшого розвитку нафтогазових ежекційних технологій. Струминні апарати почали застосовувати при поглибленні свердловин, особливо в складних умовах. Паралельно струминні апарати застосовувались для ліквідації аварій пов'язаних з видаленням з свердловини під час буріння сторонніх предметів та виклику припливу з продуктивного горизонту. В подальшому технологія виклику припливу з використанням струминних насосів часто поєднувалась з процесами гідродинамічного дослідження свердловин. Широке промислове застосування нафтових свердловинних струминних насосів пов'язують з компанією Weatherford International, яка впровадила гідроструминну технологію нафтогазовидобутку у 80-х роках минулого століття. Використання струминних апаратів в системах утилізації низьконапірного нафтового газу – одна з найпоширеніших областей реалізації ежекційних технологій. Дана технологія набула промислового застосування у 50-х роках 20-го століття. Наступний етап застосування струминних насосів у широкому промисловому масштабі стосується реалізації технологій ліквідації піскових пробок в свердловинах. До промислового впровадження технологія використання струминних насосів для промивання піскових пробок була доведена компанією VJ Service. В процесі розвитку нафтогазових ежекційних технологій з'являються нові області використання струминних апаратів. На початку 21 століття в Бразилії почали застосовувати струминні апарати для

ліквідації відкладів гідратів на поверхнях підземного обладнання, а у Венесуелі розпочато використання ежекційних технологій для підвищення ефективності трубопровідного транспорту високов'язкої нафти з високим вмістом пластової води. Зважаючи на широку географію та поширення технології застосування свердловинних струминних насосів набули світового значення і їх подальший розвиток є актуальним завданням досліджень.

**Мета роботи:** прогнозування кавітаційних характеристик свердловинних струминних насосів.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати наступні **завдання:**

- проаналізувати конструкції свердловинних струминних насосів;
- проаналізувати особливості кавітаційного режиму роботи свердловинних струминних насосів;
- провести експериментальні дослідження кавітаційного режиму роботи свердловинних струминних насосів;
- встановити параметри, які можуть застосовуватись для прогнозування місця першочергового виникнення кавітаційних явищ в проточній частині струминного насоса;
- побудувати комп'ютерну модель розподілу гідродинамічних параметрів в проточній частині струминного насоса.

**Об'єкт дослідження:** свердловинний струминний насос.

**Предмет дослідження:** кавітаційні характеристики свердловинних струминних насосів.

**Методи дослідження:** експериментальні та аналітичні методи із залученням основних законів гідродинаміки.

**Практична цінність:** розроблена методика визначення параметрів, які можуть застосовуватись для прогнозування кавітаційних характеристик свердловинних струминних насосів.

**Структура бакалаврської роботи.** Робота виконана у формі рукопису, складається з вступу, 6 розділів, висновків, викладених на 60 сторінках

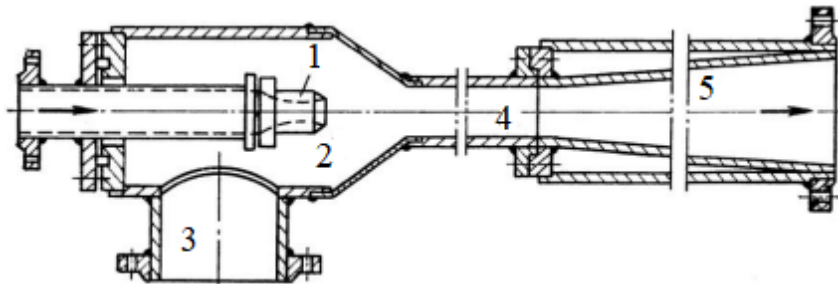
машинописного тексту, в тому числі 3 таблиць і 35 рисунків. Список використаної літератури включає 21 найменування праць вітчизняних та зарубіжних авторів.

## 1 РОБОЧІ ПАРАМЕТРИ ТА ТИПИ СТРУМИННИХ НАСОСІВ

### 1.1 Принцип дії струминних насосів

Гідроструминним насосом називається динамічний насос, в якому перекачуване (пасивне) середовище (рідина, газ або суміш рідини з газом чи твердими частинками) переміщується зовнішнім потоком (струменем) робочої (активної) рідини [1]. Енергія від одного потоку рідини до іншого передається силами, що діють на поверхні робочого струменя. Для забезпечення змішування активного і пасивного середовищ та їх подальшого спільного транспортування необхідно, щоб активна (робоча) рідина мала більш високий тиск, ніж тиск низьконапірного (пасивного) середовища. Суміш середовищ після апарата буде мати тиск, що є проміжним між тиском в робочому та інжектваному потоці.

Конструктивна схема струминного насоса наведена на рисунку 1.1 [1].



1 – сопло; 2 – приймальна камера; 3 – всмоктувальна труба; 4 – камера змішування; 5 – дифузор

Рисунок 1.1 – Принципова схема струминного насоса

Робоча рідина (вода, пара, газ) витікає з високою швидкістю через сопло 1 у приймальну камеру 2 [1]. Струмінь робочої рідини у приймальній камері стикається з перекачуваною рідиною, що надходить по трубі 3. Завдяки тертю та імпульсному обміну на поверхні струменя у приймальній камері відбуваються захоплення та переміщення рідини, яка надходить по трубі 3 у камеру змішування 4 і далі у конічний дифузор 5. У камері змішування відбувається обмін імпульсами між робочою та перекачуваною рідинами; у дифузорі відбувається процес перетворення кінетичної енергії у потенціальну. З дифузора рідина надходить до напірного трубопроводу. У промисловості поширені два типи струминних

апаратів: водоструминні насоси і пароструминні компресори. У водоструминних машинах робочим середовищем є вода, у пароструминних – пара. Спосіб дії обох видів машин однаковий за суттю, різниця у робочому процесі виникає внаслідок різниці властивостей робочих середовищ [1].

Робочий процес струминного насоса відзначається складною структурою (рисунок 1.2).

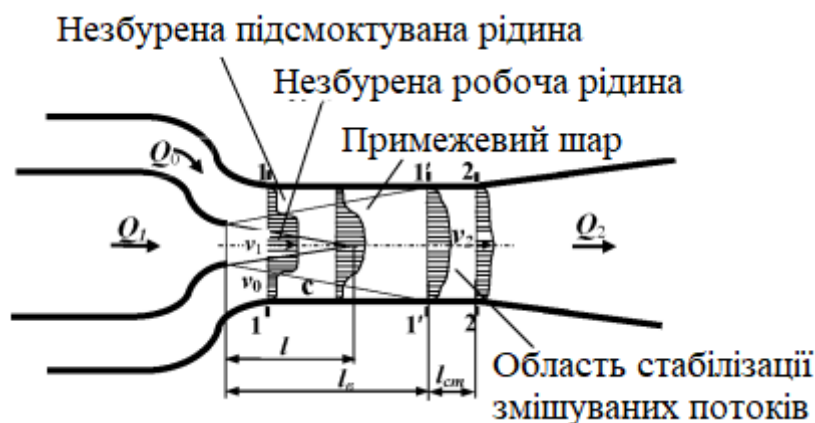


Рисунок 1.2 – Схема взаємодії потоків в проточній частині струминного насоса

При аналізі взаємодії змішуваних потоків можна виділити незбурені області в центральній частині активного та в периферичній частині інжектваного середовища, розміщений між ними шар зсувної течії та ділянку вирівнювання швидкостей змішуваних потоків [1].

Незважаючи на різну відстань до вхідного перерізу камери змішування розрахункові профілі швидкостей включають декілька характерних ділянок (рисунок 1.3) [2]. Центральна частина профілю відзначається рівномірним або ексцентричним розподілом кінематичних параметрів, а його периферична частина має рівномірний або нелінійний профіль. Між центральною та периферичною частиною розміщена ділянка нелінійного профілю із змінною залежно від відстані до входу в камеру змішування конфігурацією. Ширина центральної ділянки рівномірних швидкостей зменшується при віддаленні досліджуваного перерізу від входу в камеру змішування. Для всіх досліджуваних профілів максимальні значення швидкості руху змішуваних потоків мають місце на осі струминного насоса.

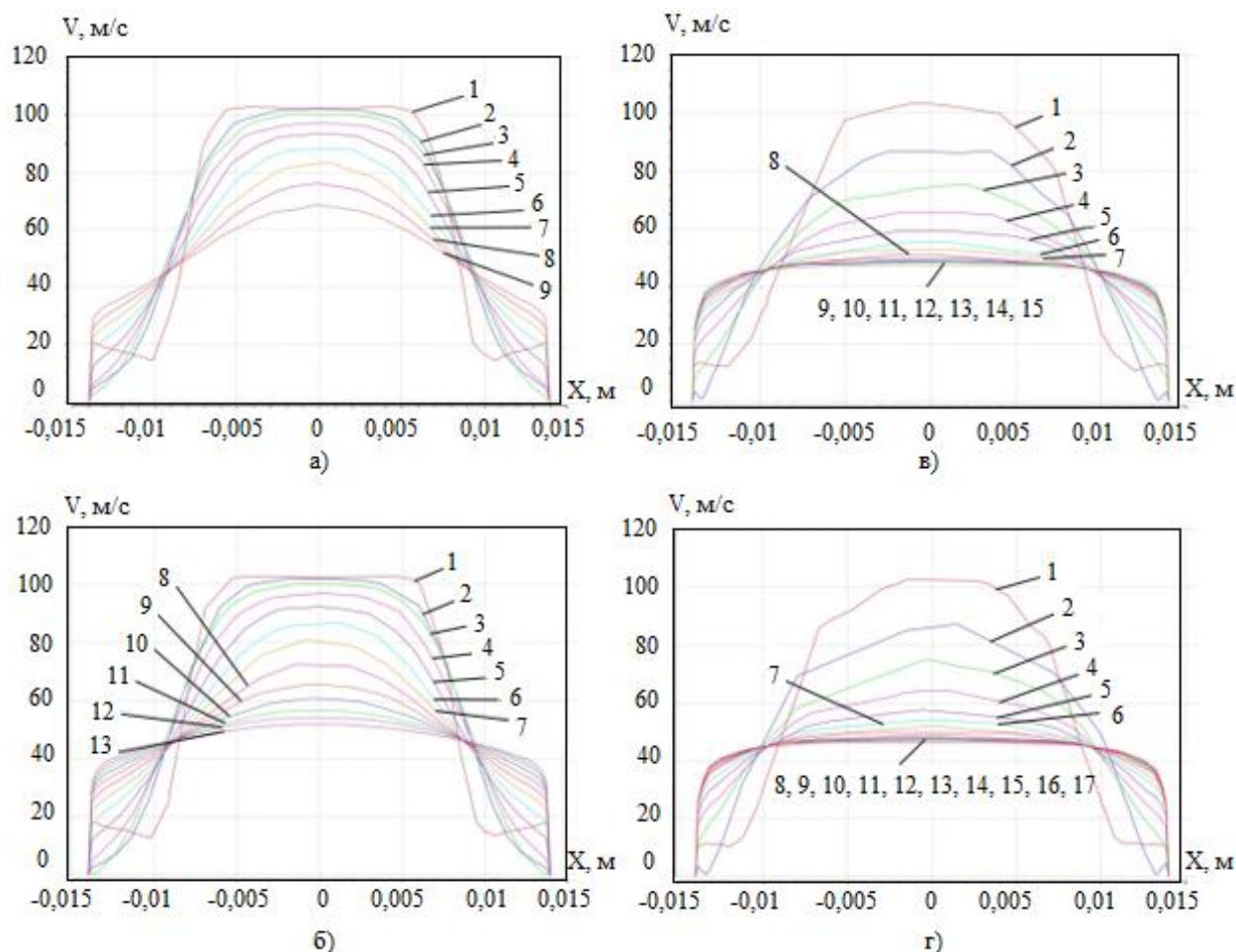


Рисунок 1.3 – Профілі швидкостей [2] для різних відстаней  $X$  від вхідного перерізу: а) камера змішування довжиною 164 мм: 1 – 0, 2 – 20,5 мм, 3 – 41 мм, 4 – 61,5 мм, 5 – 82 мм, 6 – 102,5 мм, 7 – 123 мм, 8 – 143,5 мм, 9 – 164 мм; б) камера змішування довжиною 246 мм: 1 – 0, 2 – 20,5 мм, 3 – 41 мм, 4 – 61,5 мм, 5 – 82 мм, 6 – 102,5 мм, 7 – 123 мм, 8 – 143,5 мм, 9 – 164 мм, 10 – 184,5 мм, 11 – 205 мм, 12 – 225,5 мм, 13 – 246 мм; в) камера змішування довжиною 287 мм: 1 – 0, 2 – 20,5 мм, 3 – 41 мм, 4 – 61,5 мм, 5 – 82 мм, 6 – 102,5 мм, 7 – 123 мм, 8 – 143,5 мм, 9 – 164 мм, 10 – 184,5 мм, 11 – 205 мм, 12 – 225,5 мм, 13 – 246 мм, 14 – 266,5, 15 – 287 мм; г) камера змішування довжиною 328 мм: 1 – 0, 2 – 20,5 мм, 3 – 41 мм, 4 – 61,5 мм, 5 – 82 мм, 6 – 102,5 мм, 7 – 123 мм, 8 – 143,5 мм, 9 – 164 мм, 10 – 184,5 мм, 11 – 205 мм, 12 – 225,5 мм, 13 – 246 мм, 14 – 266,5, 15 – 287 мм, 16 – 307,5 мм, 17 – 328

мм

При збільшенні відстані [2] до вхідного перерізу камери змішування відбувається зменшення осьової швидкості руху змішуваних потоків. Таким чином, підтверджується показана на рисунку 1.2 якісна зміна конфігурації профілів швидкостей сумарного робочого та інжектowanego потоків вздовж камери змішування струминного насоса.

Максимальні значення швидкості руху змішуваних потоків є однаковими для всіх досліджених моделей, а мінімальна величина кінематичних параметрів зменшується при зростанні довжини камери змішування. Зміна осьових швидкостей вздовж камери змішування для всіх розглянутих моделей визначається асимптотичною залежністю (рисунок 1.4) [2].

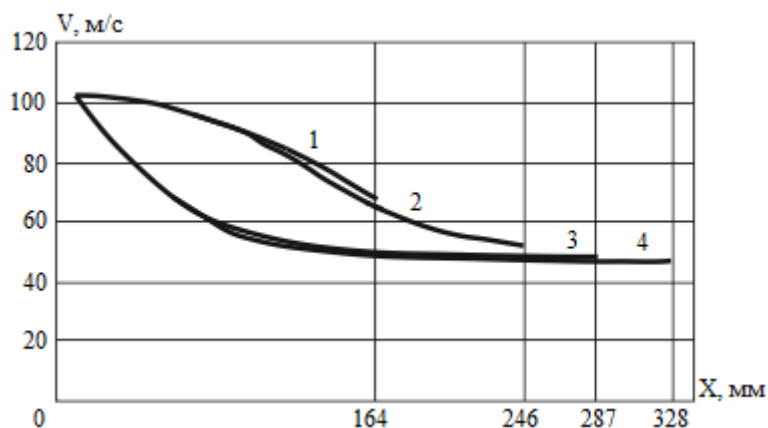


Рисунок 1.4 – Зміна осьової швидкості вздовж камери змішування різної довжини:

1 –  $L_{31}=164$  мм; 2 –  $L_{32}=246$  мм; 3 –  $L_{33}=287$  мм; 4 –  $L_{34}=328$  мм

Відповідно до отриманих результатів [2] для моделей з камерою змішування довжиною  $L_{31}=164$  мм та  $L_{32}=246$  мм осьова швидкість змішаного потоку зменшується від вхідного до вихідного перерізу. Для даних типорозмірів струминного насоса процес вирівнювання швидкостей не завершується, внаслідок чого зменшується ККД ежекційної системи. Для моделей з камерою змішування довжиною  $L_{33}=287$  мм та  $L_{34}=328$  мм при наближенні до вихідного перерізу осьова швидкість приймає постійні значення, що свідчить про вирівнювання профілю швидкостей та завершення процесу змішування. Таким чином, з метою зменшення гідравлічних втрат в проточній частині струминного насоса необхідно використовувати камеру змішування довжиною  $L_{33}=287$  мм ( $\bar{l}_{33}=10,25$ ).

Широке застосування гідроструминних апаратів зумовлено такими перевагами [1]:

- високою самовсмоктувальною здатністю і можливістю перекачування рідин, газів, газорідних сумішей, гідросумішей, що містять тверді включення, агресивних середовищ;
- відсутністю рухомих деталей, простотою пристрою;
- малими габаритними розмірами і масою, можливістю розміщення у важкодоступних місцях;
- простотою регулювання подачі і напору.

Гідроструминні насоси мають і суттєві недоліки [1]:

- відсутність автономного приводу, необхідність використання для приводу зовнішнього джерела напірної рідини;
- низький ККД самого гідроструминного насоса, що не перевищує в кращих конструкціях 0,35 – 0,4;
- безповоротне скидання великої кількості рідини, що використовується як робоче (активне) середовище.

## **1.2 Конструктивні схеми і класифікація струминних насосів**

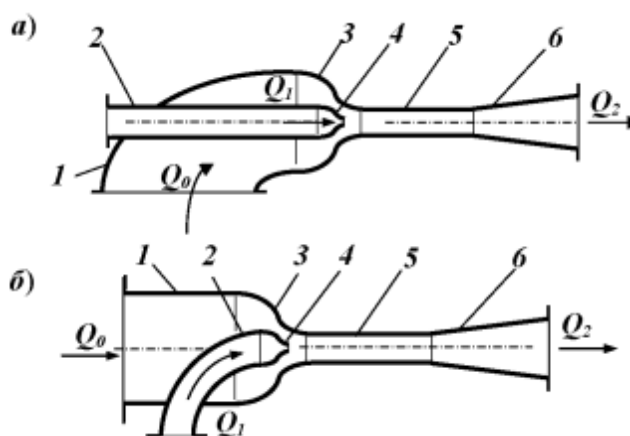
Схеми струминних насосів досить різноманітні [1]. Найбільш відомими і поширеними є конструкції нерегульованих гідроструминних насосів, та гідроструминних насосів із регульованими геометричними параметрами, причому регулювання здійснюється за рахунок зміни площі перерізу робочого (активного) сопла або площі поперечного перерізу камери змішування (горловини). Незважаючи на різноманітність конструкцій, у більшості струминних насосів можна виділити такі елементи: активне (робоче) сопло, камеру змішування (горловину), дифузор, вхідну ділянку для пропускання пасивного потоку, що виконується, як правило, у вигляді конфузора.

На рисунку 1.5 показана традиційна конструкція струминного насоса.

Показані на рисунку 1.5 конструкції струминних апаратів відрізняються взаємною орієнтацією робочої насадки та камери змішування ежекційної системи.

Прийнята форма каналу підведення робочого потоку визначається габаритними обмеженнями, що накладаються умовами використання струминного насоса.

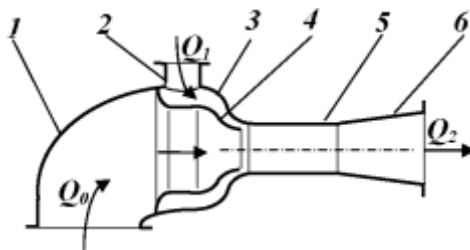
В кільцевому струминному насосі робочий потік підводиться по кільцевій робочій насадці, а інжектований потік – по центральному каналу (рисунок 1.6). Витрата робочого потоку становить  $Q_1$ , інжектованого –  $Q_2$ , а змішаного –  $Q_3$ . Наявність твердих включень в перекачуваній рідині зумовлює необхідність зростання ширини кільцевого зазору при вході робочого потоку в камеру змішування, внаслідок чого така конструкція струминного насоса не знайшла широкого застосування в нафтогазовій промисловості.



1 – приймальна камера струминного насоса; 2 – гідравлічний канал підведення робочого потоку; 3 – конічна вихідна ділянка приймальної камери; 4 – робоча насадка привідного потоку; 5 – камера вирівнювання швидкостей; 6 – ділянка розширення змішаного потоку

Рисунок 1.5 – Струминний насос традиційної конструкції: а) паралельна орієнтація каналу підведення робочого потоку та камери змішування; б) заокруглений канал підведення робочого потоку в приймальну камеру

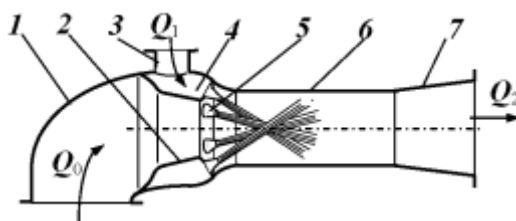
Необхідно, також відзначити погіршення енергетичних характеристик показаної на рисунку 1.6 конструкції у порівнянні з традиційною компоновкою струминного апарата. При цьому зростає собівартість спорудження свердловин або видобування вуглеводнів та зменшується економічна привабливість застосування нафтогазових ежекційних технологій.



1 – канал підведення інжектованого потоку; 2 – канал підведення робочого потоку; 3 – кільцева робоча насадка струминного насоса; 4 – центральна насадка інжектованого потоку; 5 – камера вирівнювання швидкостей; 6 – дифузійна частина струминного апарата

Рисунок 1.6 – Схема кільцевого струминного насоса

В конструкції струминного апарата, показаного на рисунку 1.7, робоча насадка виконана у вигляді перфорованого диску.



1 – гідравлічний канал підведення інжектованого потоку; 2 – насадка інжектованого потоку; 3 – гідравлічний канал підведення робочого потоку; 4 – приймальна камера; 5 – перфорований диск; 6 – камера вирівнювання швидкостей; 7 – ділянка розширення змішаного потоку

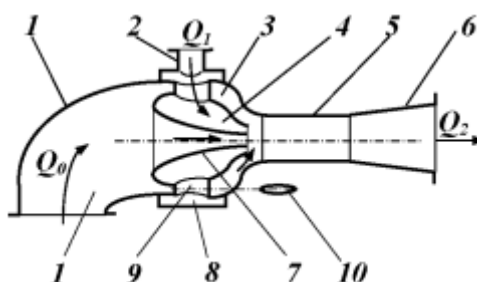
Рисунок 1.7 – Схема струминного насоса з перфорованим диском в робочому потоці

Робочий потік після проходження перфорованого диску подрібнюється на декілька струмин. При цьому зростає площа контакту робочого та інжектованого потоку внаслідок чого інтенсифікується процес обміну енергіями змішуваних середовищ. Канали, які створює перфорований диск, утворюють похилі осьові гідравлічні отвори і робочі струмени рухаються в камері змішування під гострими кутами. Така орієнтація робочих струменів додатково збільшує площу контакту змішуваних середовищ внаслідок чого зростає енергоефективність процесу

змішування. Збільшення площі контакту робочого та інжектованого потоків дозволяє зменшити необхідну довжину камери змішування.

Конструкція струминного насоса з перфорованим диском не може застосовуватись за наявності механічних включень в робочому потоці, оскільки тверді частинки можуть викликати засмічування отворів перфорованого диску, викликати асиметричний розподіл швидкостей та зменшити напір, який створюється ежекційною системою. У випадку значних кутів входження робочих струмин можливий їх контакт з стінкою камери змішування, зростання гідравлічних втрат при змішуванні та зменшення ККД ежекційної системи.

На рисунку 1.8 показана схема струминного насоса з двосторонньою робочою насадкою. Для такої конструкції струминного насоса струмінь робочого потоку контактує з інжектованим потоком по зовнішній та внутрішній поверхні внаслідок чого зростає загальна площа контакту змішуваних середовищ.



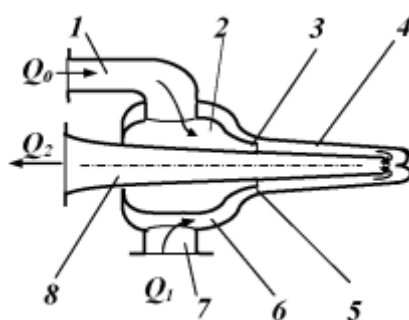
1 – лінія підведення інжектованого потоку; 2 – лінія підведення робочого потоку;  
3 – приймальна камера; 4 – робоча насадка; 5 – камера вирівнювання швидкостей;  
6 – дифузор; 7 – центральний вхід інжектованого потоку; 8 – камера робочого потоку;  
9 – радіальний вхідний отвір робочого потоку; 10 – опірний елемент камери робочого потоку

Рисунок 1.8 – Схема струминного насоса з двосторонньою робочою насадкою

Збільшення площі контакту змішуваних середовищ покращує процес передачі енергії від високонапірного робочого потоку низьконапірному інжектованому потоку. Передача енергії відбувається більш рівномірно зменшуючи вихроутворення та втрати енергії у зсувній області камери змішування. Профілі швидкостей робочого та змішуваного потоків вирівнюються більш плавно

та на меншій відстані від вхідного перерізу камери змішування перетворюються на рівномірні. Зменшення довжини ділянки вирівнювання швидкостей дозволяє зменшити довжину камери змішування, осьові габарити струминного насоса та металоємність його конструкції. Зважаючи на зростання діаметрального габариту така конструкція, однак, може застосовуватись виключно в свердловинах великого діаметра.

Кільцева форма насадок може одночасно використовуватись для подачі робочого та інжектованого потоку (рисунок 1.9).

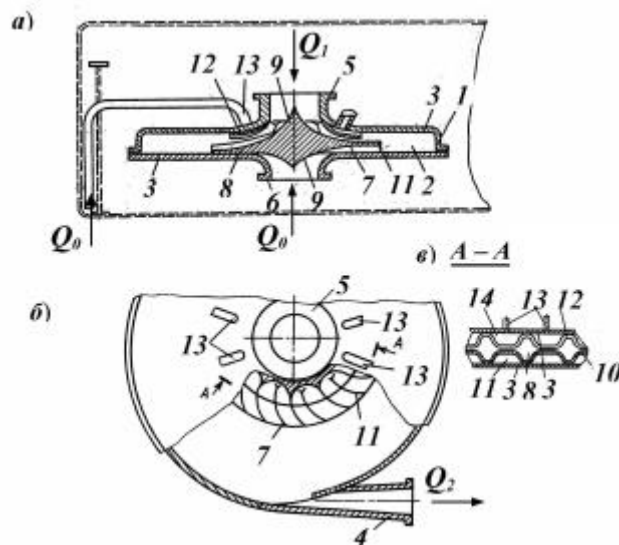


1 – лінія підведення інжектованого потоку; 2 – кільцева приймальна камера інжектованого потоку; 3 – насадка інжектованого потоку; 4 – камера вирівнювання швидкостей; 5 – насадка робочого потоку; 6 – приймальна камера робочого потоку; 7 – лінія підведення робочого потоку; 8 – ділянка розширення потоку

Рисунок 1.9 – Схема з подвійною кільцевою насадкою змішуваних потоків

Крім складної конструкції така схема ежекційної системи може мати низькі енергетичні характеристики викликані наявністю додаткового повороту змішуваних потоків в проточній частині пристрою та зумовлених даним явищем значних гідравлічних втрат. Схема з подвійною кільцевою насадкою змішуваних потоків відзначається наявністю нетипової для струминних насосів конічної камерою змішування.

Робочий потік в струминному насосі може рухатись в радіальному напрямку між двома дисками (рисунок 1.10). Така конструкція струминного апарата може бути віднесена до ежекційних систем щілинного типу. Особливістю щілинних струминних апаратів є розширення робочого потоку, який рухається між двома паралельними поверхнями.

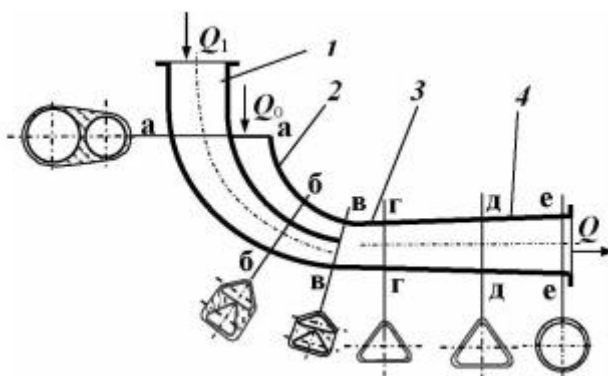


1 – зовнішня оболонка; 2 – камера вирівнювання швидкостей; 3 – зовнішні поверхні камери вирівнювання швидкостей; 4 – дифузор; 5 – патрубок входження робочого потоку; 6 – патрубок входження інжектваного потоку; 7 – направляючий елемент; 8 – криволінійні канали входження робочого потоку; 9 – центральні потовщення направляючого елемента; 10 – решітчасті елементи; 11 – лінії підведення інжектваного потоку; 12 – обмежувальний елемент; 13 – радіальні канали входження робочого потоку; 14 – периферичні канали

Рисунок 1.10 – Струминний насос дискового типу

Враховуючи зростання площі перерізу робочого потоку вздовж обмежувальних поверхонь в радіальному напрямку під час руху середовища відбувається зменшення швидкості його переміщення. Відповідно до рівняння Бернуллі зменшення швидкості руху рідини повинне супроводжуватись зростанням тиску потоку. Таким чином, всмоктувальна здатність робочого потоку залежить від відстані до вхідного перерізу і зменшується в напрямку до периферії конструкції. Зважаючи на конструктивне виконання струминного апарата він має значні габарити і не може бути рекомендований до використання в свердловинних ежекційних системах. Додатковим недоліком, що обмежує області використання показаної на рисунку 1.10 конструкції струминного апарата є значні гідравлічні втрати, що супроводжують процес змішування потоків і, як наслідок, менший ККД гідромашини.

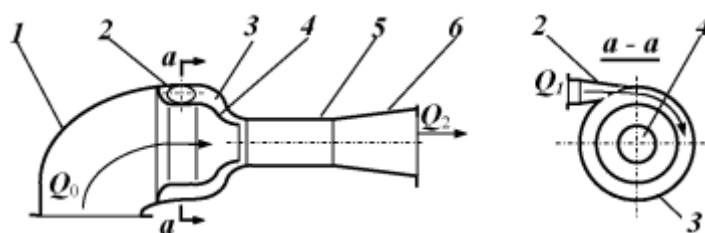
Рух потоків в криволінійних каналах супроводжується утворенням на окремих ділянках областей низького тиску. Даний принцип використаний в конструкції струминного апарата, що складається з декількох криволінійних патрубків (рисунок 1.11).



- 1 – криволінійний канал підведення робочого потоку; 2 – криволінійний канал підведення інжектваного потоку; 3 – циліндрична камера вирівнювання швидкостей; 4 – вихідна розширювальна ділянка потоку

Рисунок 1.11 – Струминний насос з криволінійними патрубками

На рисунку 1.11 наведено конструкцію струминного насоса, виконаного у вигляді коліна (повороту) на трубопроводі [3]. При цьому активне середовище, зазвичай, подається по зовнішньому коліну, а пасивне відсмоктується з внутрішнього.



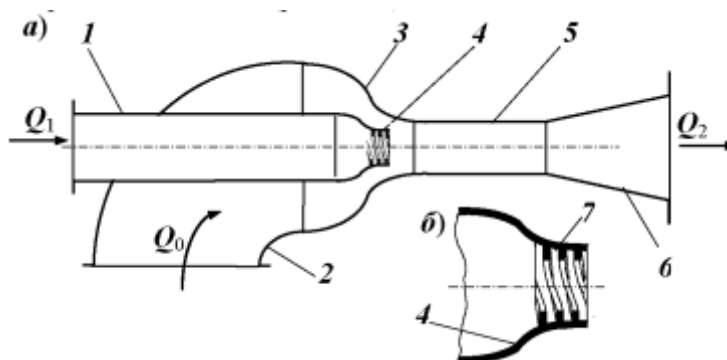
- 1 – лінія підведення інжектваного потоку; 2 – лінія підведення робочого потоку; 3 – насадка робочого потоку; 4 – конфузорний вхід інжектваного потоку; 5 – камера вирівнювання швидкостей; 6 – ділянка розширення потоку

Рисунок 1.12 – Струминний насос з елементами для закручування робочого потоку

Процес змішування потоків може бути удосконалений при застосуванні закручування змішуваних потоків (рисунок 1.12).

Робочий потік рухається в порожнині спіральної кільцевої насадки і починає обертатись в приймальній камері та камері змішування струминного насоса. Внаслідок обертання змішуваних потоків з'являється інерційна складова тиску яка підвищує напір створюваний струминним насосом.

Робочий потік може закручуватись направляючими елементами розміщеними на вихідній ділянці робочої насадки (рисунок 1.13).

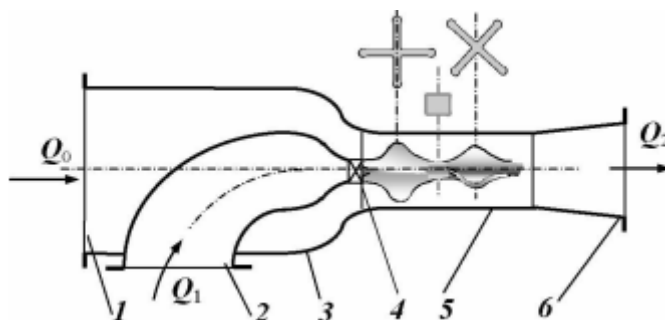


1 – лінія підведення робочого потоку; 2 – лінія підведення інжектваного потоку; 3 – конічна входна ділянка інжектваного потоку; 4 – насадка робочого потоку; 5 – камера вирівнювання швидкостей; 6 – ділянка розширення потоку; 7 – похилі направляючі елементи

Рисунок 1.13 – Конструкція струминного насоса з закручуванням робочого потоку

Така конструкція є значно простішою ніж у випадку використання спіральних насадок та має незначні діаметральні габарити, що дозволяє рекомендувати її застосування в стиснених умовах свердловини.

Робоча насадка може мати некруглу форму вихідного перерізу (рисунок 1.14). Для такої конструкції струминного апарата зовнішня поверхня робочого струменя може збільшуватись у порівнянні з традиційним круглим вихідним перерізом. При цьому зростає площа контакту робочого та інжектваного потоку та покращуються умови передачі енергії від високонапірного до низьконапірного середовища.

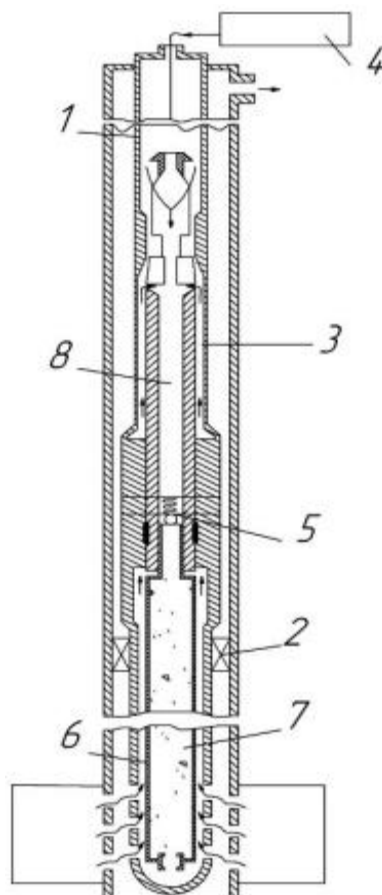


1 – лінія підведення інжектваного потоку; 2 – лінія підведення робочого потоку;  
 3 – конічна ділянка інжектваного потоку; 4 – вихідна ділянка робочої насадки; 5  
 – камера вирівнювання швидкостей; 6 – ділянка розширення потоку

Рисунок 1.14 – Конструкція ежекційної системи з фігурними перерізами вихідної ділянки робочої насадки струминного насоса

Заслуговує на увагу пристрій для видобування високов'язкої і парафінистої нафти [4]. Пристрій вміщує струминний насос 3, підвішений з пакером 2 на колоні труб 1 (рисунок 1.15). Струминний насос вміщує заповнену хімічним реагентом 7, реакційну камеру 6. Причому порожнина реакційної камери 6 з'єднана з проточним каналом 8 струминного насоса через регулюючий клапан 5. Струминний насос 3 спускають у колону труб 1, реагент 7 при зіткненні з водою, яка подається під тиском з поверхні, виділяє велику кількість тепла. Воно нагріває стінки реакційної камери 6. Ефективність досягається за рахунок зниження в'язкості нафти шляхом нагрівання її на вибої нафти. В якості джерела тепла використовується реакція хімічного реагента з водою. Недоліком цього винаходу є [4] те, що реагент, який використовується для ініціювання хімічної реакції з виділенням тепла, є недешевим і через деякий час його необхідно буде поновлювати. А для цього необхідно буде зупиняти видобування і зворотним промиванням або за допомогою канатної техніки піднімати реакційну камеру на поверхню. Все це незадовільно відобразиться на ефективності видобування високов'язкої нафти, погіршить економічні показники роботи свердловини.

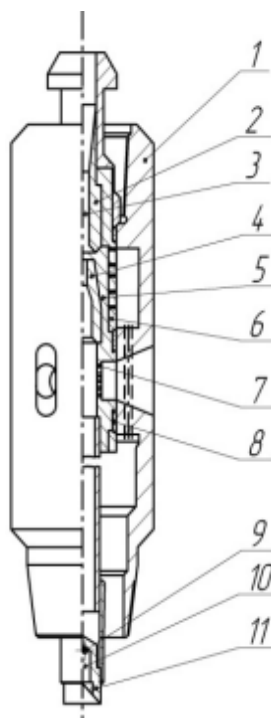
На рисунку 1.16 наведена конструкція струминного апарата для видобування високов'язких нафт типу ПЕОС [4].



1 – колона труб; 2 – пакер; 3 – струминний насос; 4 – поверхневий насос; 5 – регулюючий клапан; 6 – реакційна камера; 7 – хімічний реагент; 8 – проточний канал

Рисунок 1.15 – Пристрій для видобування високов’язкої і парафінистої нафти

Корпус пристрою має осьовий канал з мінімальним діаметром 48 мм, який для заданого технологічного процесу перекривається відповідною вставкою (клапаном для опресування пакера, насосом ежекторним з клапаном гідродинамічних досліджень або гідродинамічним кавітатором). В корпусі пристрою є також радіальні канали для подачі робочої рідини і бокові канали вздовж осі для всмоктування пластової рідини з підпакерної зони. У верхній і нижній частинах корпусу пристрою має різьбу НКТ 73 ГОСТ 633-80 для з’єднання з насосно-компресорними трубами [4]. В струминних апаратах типу ПЕОС робоча рідина подається трубами НКТ, а за технологією видобування високов’язких нафт затрубним простором, тому насос ежекторний конструктивно змінений. Він складається з корпусу, в якому вгвинчені сопло і змішувач.



1 – корпус пристрою; 2 – дифузор; 3 – камера змішування; 4 – сопло; 5 – сідло; 6 – струминний насос; 7 – фільтраційні отвори; 8 – ущільнюючі кільця; 9 – тангенціальні вхідні отвори; 10 – камера змішування; 11 – гідродинамічний кавітатор

Рисунок 1.16 – Струминний апарат для видобування високов'язких нафт

В корпусі насоса передбачені радіальні отвори діаметром не більше 2,5 мм для фільтрації як робочої суміші, так і для фільтрації пластової рідини. Цим забезпечується більш надійніша і довговічніша робота струминного апарата. Сопло і змішувач виконані двох типорозмірів, що дає можливість підбирати різні режими роботи. У верхній частині ежекторного насоса знаходиться хвостовик з проточкою, за яку при допомозі цангового вловлювача на канатній техніці можна підняти на поверхню. В нижній частині ежекторного насоса є різьбова частина, до якої можна приєднувати клапан гідродинамічних досліджень або гідродинамічний кавітатор [4].

## 2 ХАРАКТЕРИСТИКИ СТРУМИННИХ НАСОСІВ

### *Геометричні розміри проточної частини струминного насоса*

Конфігурація проточної частини струминного насоса характеризується такими геометричними параметрами (рисунок 2.1) [5]:

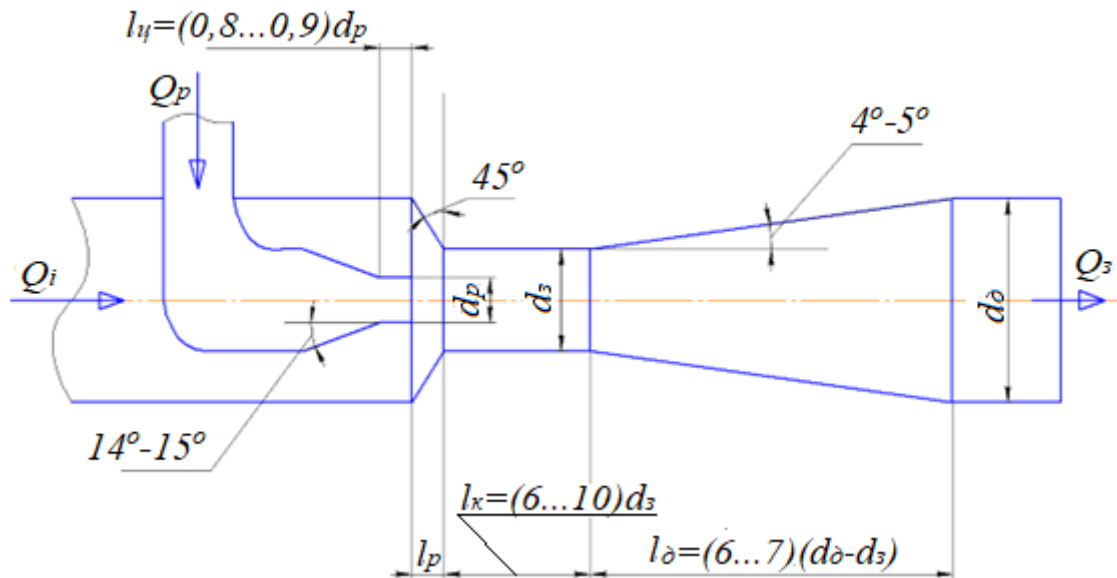


Рисунок 2.1 – Конфігурація проточної частини струминного насоса [5]

- діаметром робочої насадки (сопла)  $d_p$ ;
- діаметром камери змішування  $d_3$ ;
- основним геометричним параметром, який визначається співвідношенням площ камери змішування та робочої насадки  $K_{сн} = d_3^2 / d_p^2$ ;
- абсолютною відстанню між робочою насадкою та камерою змішування  $l_p$ ;
- відносною відстанню між робочою насадкою та камерою змішування струминного насоса  $\bar{l}_p = l_p / d_p$ ;
- абсолютною довжиною камери змішування  $l_k$ ;
- відносною довжиною камери змішування  $\bar{l}_k = l_k / d_k$ ;
- довжиною дифузора  $l_\delta$ ;
- вихідним діаметром дифузора  $d_\delta$ ;
- довжиною циліндричної ділянки робочої насадки  $l_k$ .

Крім того [5], регламентується кут розкриття дифузора ( $\alpha=4^\circ-5^\circ$ ), звуження робочої насадки ( $\alpha=14^\circ-15^\circ$ ) та нахил вхідної ділянки камери змішування  $\alpha=45^\circ$ . Робочі насадки струминних насосів виготовляють за умови забезпечення мінімальних втрат напору при витіканні робочого струменя. Коноїдальні насадки мають внутрішню поверхню виготовлену за формою струменя. Такі насадки здатні забезпечити високі значення коефіцієнта витрати  $\mu=0,995$ , однак внаслідок складних обрисів коноїдальних насадок і складності їх виготовлення часто застосовують конічні насадки з невеликою циліндричною ділянкою на виході. Кут конусності таких насадок приймають приблизно  $13-14^\circ$ , а довжину циліндричної ділянки на виході – не більше 70-80 % від діаметра насадки. Насадки такої форми забезпечують коефіцієнт витрати  $\mu=0,93\dots0,97$ .

Використання дифузоров [5] дозволяє збільшити тиск, який створюється струминним насосом. Зокрема, за однакових коефіцієнтів інжекції і однакового тиску робочої рідини при застосуванні струминних насосів з оптимальним співвідношенням площ перерізів камери змішування і робочої насадки бездифузоровий насос створює тиск в 2 рази менший, ніж струминний насос з дифузоров.

Враховуючи досвід практичного використання нафтогазових ежекційних технологій основні геометричні розміри проточної частини свердловинних струминних насосів залежно від процесу, який реалізується сьогодні приймаються в такому діапазоні [5]:

- діаметр робочої насадки (сопла)  $d_p=4,0\dots25,0$  мм;
- відносна відстань між робочою насадкою та камерою змішування  $\bar{l}_p=0,5\dots1,5$ ;
- відносна довжина камери змішування  $\bar{l}_k=3,5\dots10$ ;
- основний геометричний параметр  $K_{сн}=2\dots6,25$ .

### ***Напірна та енергетична характеристика струминного насоса***

Наявність [5] трьох ліній підведення та відведення потоків у гідравлічній системі струминного насоса призводить до необхідності використання для опису

його характеристик узагальнених показників: відносного напору струминного насоса  $h$  і коефіцієнта інжекції  $i$ . Режим роботи струминного насоса визначається співвідношенням величин тисків в характерних перерізах гідравлічної системи та значень витрат робочого та інжектваного потоків (рисунок 2.2)

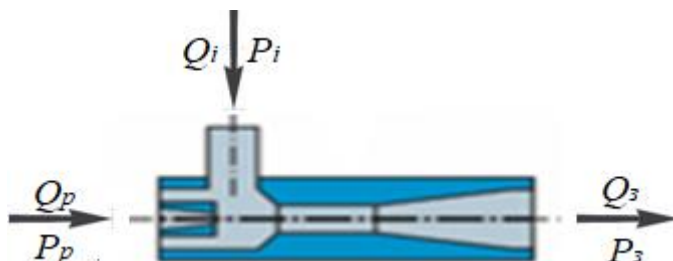


Рисунок 2.2 – Співвідношення гідродинамічних параметрів в характерних перерізах струминного насоса [5]

Відносний напір та коефіцієнт інжекції струминного насоса визначається за формулами [5]

$$h = \frac{P_z - P_i}{P_p - P_i}; \quad (2.1)$$

$$i = \frac{Q_i}{Q_p}, \quad (2.2)$$

де  $P_z, P_p, P_i$  – тиск змішаного, робочого та інжектваного потоків;

$Q_z, Q_p, Q_i$  – витрата змішаного, робочого та інжектваного потоків.

Враховуючи останній вираз витрата змішаного потоку може визначатись за формулою [5]

$$Q_z = Q_p + Q_i = Q_p + Q_p i = Q_p (1 + i) \quad (2.3)$$

Енергетична характеристика струминного насоса визначається за формулою [5]

$$\eta = \frac{hi}{(1-h)}, \quad (2.4)$$

де  $\eta$  – коефіцієнт корисної дії струминного насоса.

Прийнято вважати [5], що максимальне значення ККД струминного насоса з центральною робочою насадкою не перевищує 30-32 %, однак за рахунок

правильного проектування та ретельного виготовлення ККД може бути збільшене до 40 % та більше.

Враховуючи особливості [5] робочого процесу струминного насоса його напірна та енергетична характеристика визначається залежністю відносного напору  $h = f(i)$  та ККД  $\eta = f(i)$  від коефіцієнта інжекції (рисунок 2.3).

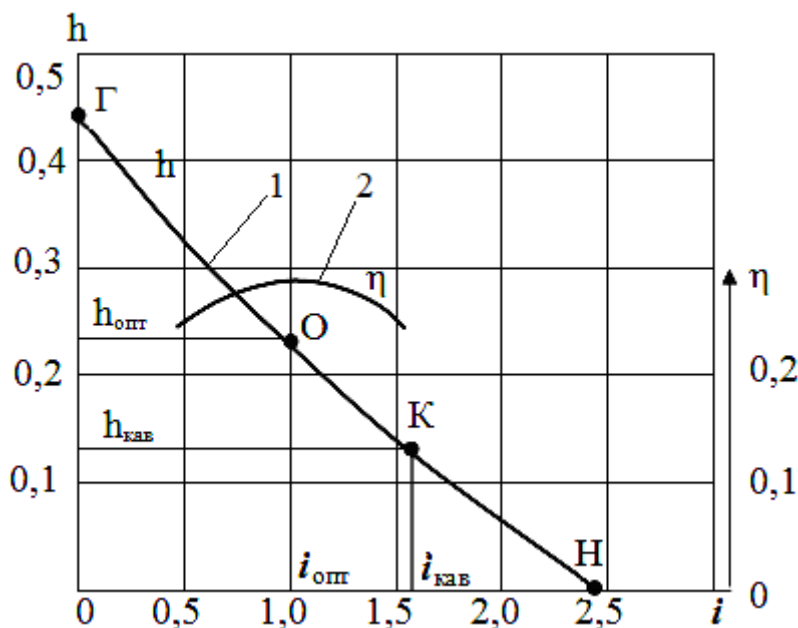


Рисунок 2.3 – Напірна та енергетична характеристика струминного насоса [5]

Приведена залежність [5] для відносного напору (крива 1 на рисунку 2.3) має нелінійний оберненопропорційний характер і відзначається наявністю особливих точок, які характеризують граничні режими роботи струминного насоса. Точка перетину безрозмірної характеристики насоса з вертикальною віссю (точка «Г») відповідає граничному режимові нагнітання, який відзначається максимальною величиною відносного напору і нульовим значенням коефіцієнта інжекції [5].

Точка «О» визначає [5] оптимальний режим роботи струминного насоса для випадку, коли ККД приймає максимальні значення. Кавітаційний режим роботи струминного насоса характеризується певним співвідношенням відносного напору  $h_{kav}$  і коефіцієнта інжекції  $i_{kav}$ . Точка «К» є умовною, місце її розміщення на відносній характеристиці струминного насоса визначається характеристикою гідравлічної системи, в якій він працює. Перетин відносної характеристики

струминного насоса з горизонтальною віссю (точка «Н») визначає режим його роботи з нульовим напором, який характеризується нульовим значенням відносного напору і максимальним значенням коефіцієнта інжекції.

Відповідно до формули (2.4) [5] енергетична характеристика струминного насоса  $\eta = f(i)$  має вигляд екстремальної залежності (крива 2 на рисунку 2.3), що приймає нульові значення у випадку  $h = 0, i = 0$  та  $h = 0, i = i_{\max}$ .

На рисунку 2.4 приведена [5] серія напірних характеристик для різних співвідношень площ камери змішування та робочої насадки струминного насоса  $K_{сн}$ .

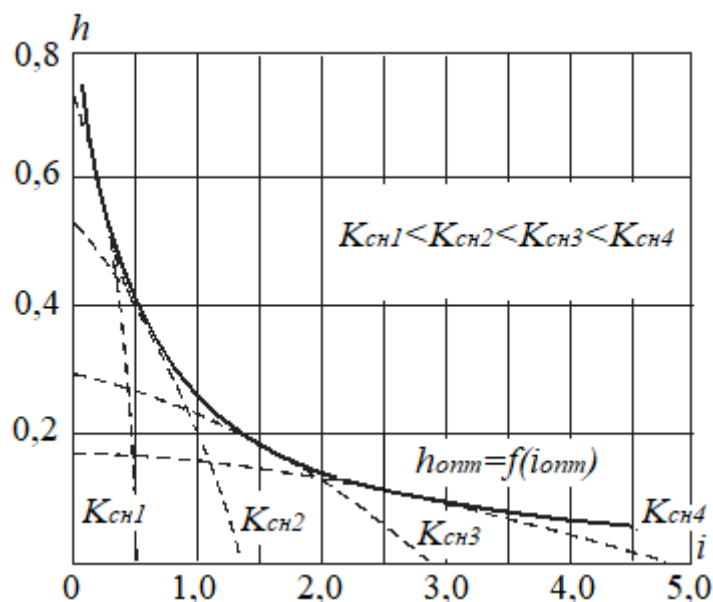


Рисунок 2.4 – Крива оптимальних режимів роботи струминного насоса [5]

Крива, проведена дотично до напірних характеристик, визначає оптимальні співвідношення відносних напорів та коефіцієнтів інжекції  $h_{опт} = f(i_{опт})$ , які після використання формули (2.4) дозволяють визначити максимальні значення ККД струминного насоса [5]. Крива оптимальних режимів дозволяє графічним способом визначити режимні параметри струминного насоса, які забезпечують його максимальний ККД для будь-яких співвідношень діаметрів камери змішування та робочої насадки.

### 3 ВПЛИВ ГЕОМЕТРІЇ ЕЛЕМЕНТІВ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ НА ЕНЕРГЕТИЧНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ СТРУМИННИХ НАСОСІВ

При експлуатації струминних насосів можливе [6] виникнення кутового та ексцентричного зміщень робочої насадки струминного насоса, а також зміна шорсткості його проточної частини. Дані технологічні порушення призводять до надлишкових гідравлічних втрат, а, отже, до зниження ККД струминного насоса. Схема ексцентричного зміщення робочої насадки струминного насоса приведена на рисунку 3.1.

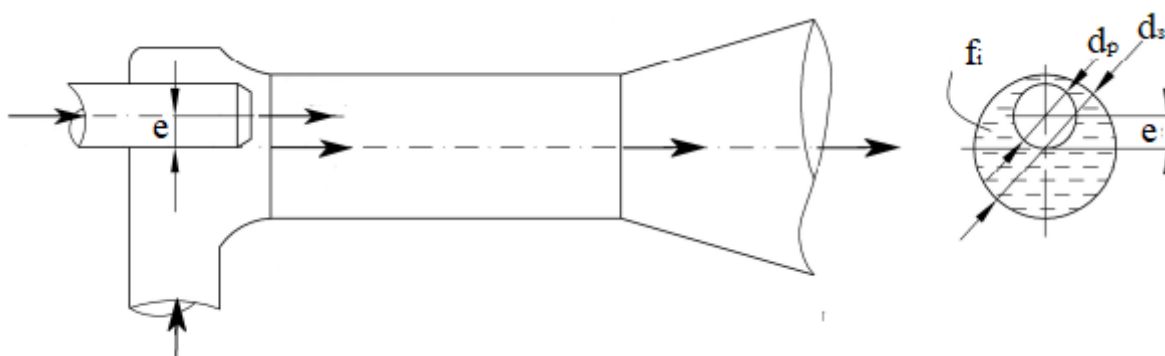


Рисунок 3.1 – Схема ексцентричного зміщення робочої насадки струминного насоса [6]

Напірна характеристика струминного насоса у випадку ексцентричного положення робочої насадки визначається рівнянням [6]

$$h = \frac{\cos^2 \alpha}{K_{сн}} \left[ 1,76 + 0,7 \frac{i^2}{K_{сн} - \cos \alpha} - 1,07 \frac{(1+i)^2}{K_{сн}} \right], \quad (3.1)$$

де  $h$  – відносний напір струминного насоса;

$\alpha$  – кутове зміщення робочої насадки, град.;

$K_{сн}$  – основне геометричне співвідношення струминного насоса;

$i$  – коефіцієнт інжекції.

Загальні положення [6] під час виведення рівняння характеристики струминного насоса залежать від ексцентричного зміщення « $e$ » робочої насадки відносно камери змішування і аналогічні виведенню рівняння характеристики струминного насоса як функції від кутового зміщення робочої насадки. Залишається лише з'ясувати, на які параметри струминного насоса безпосередньо

впливає ексцентриситет елементів його проточної частини. Порівняно із залежністю характеристики струминного насоса від кутового зміщення робочої насадки при ексцентричному зміщенні сопла струминного насоса залишаються незмінними швидкість потоку робочої рідини на вхідній ділянці камери змішування, а також основний геометричний параметр струминного насоса. В даному дослідженні слід розглядати потоки робочої та інжектваної рідини на межі струмини як циліндричні поверхні з різною лінійною швидкістю. Відстань між даними поверхнями є мінімальною і прямує до нуля. При цьому, з принципу роботи струминного насоса є очевидним, що швидкість  $i$ , як наслідок, витрата інжектваного потоку рідини перебувають у функціональній залежності від швидкості потоку робочої рідини. Усе вище сказане дає підстави під час виведення рівняння характеристики струминного насоса за умови неспіввісності робочої насадки та камери змішування використовувати залежність об'ємної  $Q_i$  та масової  $G_i$  витрат інжектваної рідини від ексцентричного зміщення робочої насадки [6].

Якщо потік робочої рідини з радіусом  $r$  [6] розташований з деяким ексцентриситетом  $e$ , то відстань  $a$  буде змінною величиною:

$$a = R + e \cos \varphi - r = a_0 (1 + \varepsilon \cos \varphi),$$

$$\text{де } \varepsilon = \frac{e}{a_0} \text{ та } a_0 = \frac{d_3 - d_p}{2} = R - r$$
(3.2)

Параметри, що входять у формулу (3.2) показані на рисунку 3.2.

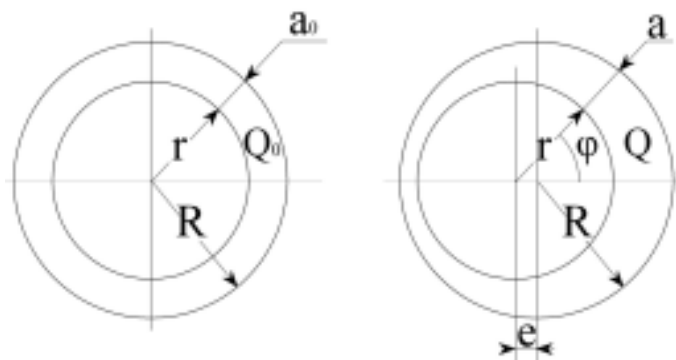
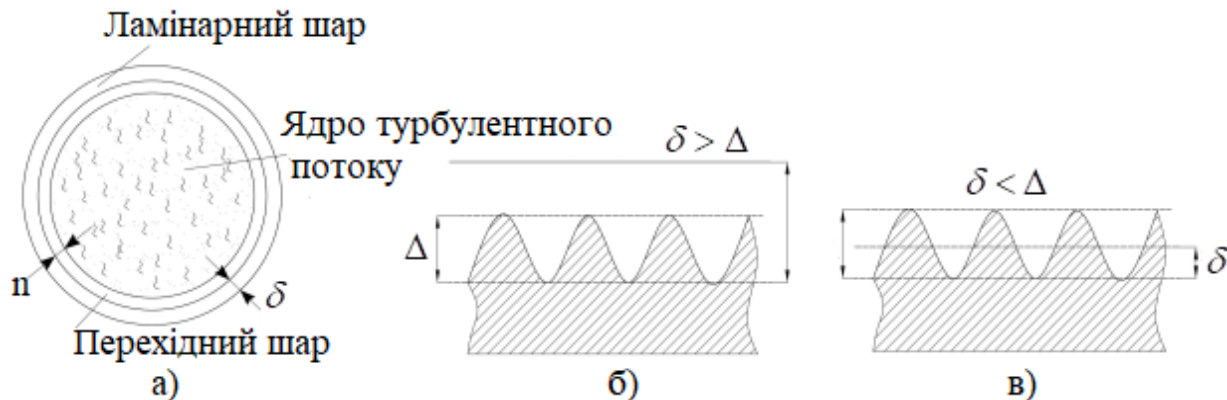


Рисунок 3.2 – Схеми концентричного та ексцентричного розміщення потоків рідини [6]

Остаточний вигляд рівняння напірної характеристики струминного насоса у випадку ексцентричного розміщення робочої насадки може бути отриманий з використанням рівняння імпульсів [6].

Згідно з результатами [6] експериментальних досліджень і теоретичних припущень Кармана, Прандтля, Нікурадзе та інших вважається, що в потоках, які знаходяться в умовах турбулентного режиму, на поверхні труб, стінок, каналів існує досить тонкий шар рідини з режимом руху, близьким до ламінарного. Цей шар рідини називається "ламінарним підшаром". Товщина його дуже мала і вимірюється частками міліметра. Інша частина потоку створює так зване "турбулентне ядро". Між ламінарним підшаром та турбулентним ядром існує перехідний шар із змішаним режимом руху (часом ламінарним, часом турбулентним з добре видимими зривами вихорів). Отже, потік, який знаходиться в турбулентному режимі руху, складається із ламінарного підшару, перехідного шару і турбулентного ядра (рисунок 3.3 а).



а) схема розміщення шарів турбулентного потоку; б) розміщення ламінарного підшару у випадку гладкого тертя турбулентного потоку; в) розміщення ламінарного підшару у випадку квадратичного тертя турбулентного потоку

Рисунок 3.3 – Фізичні явища в турбулентному потоці рідини [6]

Припустимо [6], що потік знаходиться в турбулентному режимі руху та рухається трубою з шорсткістю поверхні  $\Delta$ . Якщо ламінарний підшар товщиною  $\delta$ , що обтікає виступи шорсткості, повністю їх перекриває (рисунок 3.3 б), то втрати напору не будуть залежати від ступеня шорсткості стінок труби. В цьому випадку рідина ковзає по ламінарному підшару, і має місце тертя рідини до рідини. Якщо ж

виступи шорсткості більші від товщини ламінарного підшару (рисуюнок 3.3 в), то втрати напору значною мірою залежатимуть від шорсткості стінок, оскільки в цьому випадку тертя рідини відбувається до шорсткої поверхні, не згладженої ламінарним підшаром. У відповідності з цим розрізняють дві категорії стінок труб: гладкі ( $\delta > \Delta$ ) і шорсткі ( $\delta < \Delta$ ). При цьому необхідно зауважити, що поняття “гладкої стінки” є відносним, тому що товщина ламінарного підшару залежить від числа Рейнольдса, зменшуючись у міру збільшення цього числа [6].

При визначенні залежності характеристики струминного насоса від шорсткості поверхонь проточної частини струминного насоса необхідно врахувати той факт, що основні гідравлічні втрати на гідравлічне тертя відбуваються в камері змішування струминного насоса. Визначити абсолютні гідравлічні втрати в камері змішування струминного насоса можна за допомогою формули Дарсі. Тиски в характерних перерізах струминного насоса можуть бути отримані на основі рівняння Бернуллі як різниця між тиском на вході (виході) характерної ділянки та динамічною складовою тиску в характерному перерізі [6].

Для оцінки впливу шорсткості на втрати тиску на робочій насадці струминного насоса може застосовуватись коефіцієнт шорсткості [6]. Коефіцієнт шорсткості визначає збільшення гідравлічних втрат тиску на робочій насадці внаслідок зміни фізичних властивостей (гідравлічна шорсткість, абсолютна шорсткість) поверхні проточної частини струминного насоса у бік погіршення її якості.

## 4 КАВІТАЦІЯ В СТРУМИННИХ НАСОСАХ

### 4.1 Умови та механізм виникнення кавітації

Кавітація [7], [8] (від латинської *cavitas* – пустота) – утворення всередині рідини порожнин, заповнених газом, паром або їх сумішшю (кавітаційних бульбашок). Виникає в результаті місцевого зниження тиску в рідині до певного критичного значення  $P_{кр}$  (у реальній рідині близьке до тиску насиченої пари цієї рідини при певній температурі), що може відбуватися або у разі збільшення швидкості рідини (гідродинамічна кавітація), або при проходженні акустичної хвилі великої інтенсивності під час півперіоду розрідження (акустична кавітація). Оскільки в реальній рідині завжди присутні дрібні бульбашки пари або газу, то, при русі їх з потоком при потраплянні в зону тиску  $P < P_{кр}$ , вони втрачають стійкість й починають збільшуватись у розмірах. Після переходу у зону підвищеного тиску й вичерпання кінетичної енергії рідини в умовах розширення ріст бульбашки припиняється і вона починає зменшуватись. Якщо бульбашка містить достатньо багато газу, то після досягнення нею мінімального радіуса вона відновлюється у розмірах й здійснює декілька циклів загасаючих коливань, а якщо газу мало, то бульбашка захоплюється повністю у першому періоді. Отже, поблизу обтічного тіла (наприклад, в трубі з місцевим звуженням) створюється досить чітко обмежена «кавітаційна зона», заповнена рухомими бульбашками (рисунок 4.1).

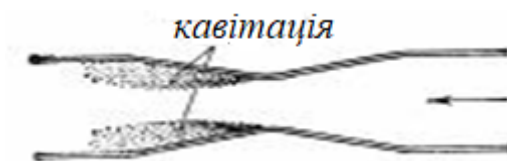


Рисунок 4.1 – Виникнення кавітації в потоці

Скорочення кавітаційної бульбашки відбувається [7], [8] з великою швидкістю й супроводжується звуковим імпульсом (свого роду гідравлічним ударом) тим сильнішим, чим менше газу містить бульбашка. Якщо ступінь розвитку кавітації є такою, що у випадкові проміжки часу виникає та захоплюється безліч бульбашок, то явище супроводжується сильним шумом із суцільним спектром від декількох сотень Гц до сотень і тисяч кГц. Кавітаційна бульбашка,

рухаючись з потоком рідини у зону з вищим тиском, дезінтегрує, створюючи ударну хвилю (імпульс, адекватний гідравлічному удару). Це викликає вібрацію, руйнування поверхні робочих органів машин, зменшення коефіцієнта корисної дії та ефективності роботи насосів, турбін тощо. Кавітація у насосах відбувається, якщо тиск на вході падає. В лопатевих насосах кавітація супроводжується зменшенням подачі, напору, потужності та коефіцієнта корисної дії внаслідок заповнення парою частини порожнини робочого колеса.

При випромінюванні у рідину звуку [7], [8] з амплітудою звукового тиску, що перевищує деяку порогову величину, під час півперіодів розрідження виникають кавітаційні бульбашки на так званих кавітаційних зародках, якими найчастіше є газові включення, що присутні у рідині й на коливній частині акустичного випромінювача. Тому кавітаційний поріг підвищується по мірі зниження вмісту газу в рідині, при збільшенні гідростатичного тиску, після обтискання рідини високим (порядку  $10^2$  МН/м<sup>2</sup>) гідростатичним тиском та при охолодженні рідини, а крім цього, при збільшенні частоти звуку й при скороченні тривалості подавання звуку. Поріг є вищим для біжучої, ніж для стоячої хвилі. Бульбашки захлопуються під час півперіодів стискання, створюючи короткочасні (порядку  $10^{-6}$  с) імпульси тиску (до  $10^3$  МН/м<sup>2</sup> і вище), що здатні спричинити руйнування навіть міцних матеріалів. Тиск при захлопуванні кавітаційних бульбашок підвищується зі зниженням частоти звуку та при підвищенні гідростатичного тиску; він є вищим в рідинах з малим тиском насиченої пари. Захлопування бульбашок супроводжується адіабатичним нагріванням газу в бульбашках до температури порядку  $10^4$  °С, його іонізацією, чим, напевно, і викликається світіння бульбашок при кавітації (звукोलюмінесценсія). Кавітаційні бульбашки групуються, утворюючи кавітаційну зону складної і мінливої форми. Інтенсивність кавітації зручно оцінювати за руйнуванням тонкої алюмінієвої фольги, в якій кавітаційні бульбашки пробивають отвори. За кількістю й розташуванням цих отворів, що виникають протягом певного періоду часу, можна оцінювати інтенсивність та конфігурацію зони кавітації.

Кавітаційна бульбашка, рухаючись з потоком рідини в область з вищим тиском, дезінтегрує, створюючи ударну хвилю (імпульс адекватний гідравлічному удару). Це призводить до кавітаційної корозії — руйнування поверхні металу, спричинене одночасною дією ударних тисків у рідині (тріскання бульбашок, каверн) і корозії [9] або кавітаційного зношування як різновиду механічного зношування [10] (рисунок 4.2, 4.3).



Рисунок 4.2 – Кавітаційне пошкодження пластини клапана аксіально-поршневого гідронасоса [9]



Рисунок 4.3 – Робоче колесо насоса, пошкоджене кавітаційною корозією [10]

Кавітація викликає також [7], [8] вібрацію, зменшення ККД і, таким чином, зменшення ефективності роботи насосів, турбін тощо. Кавітація в насосах відбувається при падінні тиску на вході в насос. В лопатевих насосах кавітація супроводжується зменшенням подачі, напору, потужності і ККД внаслідок того, що частина порожнини робочого колеса заповнюється паром.

Хоча кавітація небажана у багатьох випадках, проте є винятки [7], [8]. Наприклад, надкавітаційні торпеди обволікаються у великі кавітаційні бульбашки, суттєво зменшуючи контакт з водою. Ці торпеди можуть пересуватися значно швидше, ніж звичайні. Такі дослідження проводилися, наприклад, в Інституті гідромеханіки НАН України.

Кавітація може бути використана [7], [8] при очищенні технологічного устаткування. Для створення кавітації, генерують ультразвукові хвилі, а

руйнування кавітаційних бульбашок використовується для очищення поверхонь. При такому застосуванні кавітації суттєво зменшується, використання агресивних і отруйних речовин у технологічних процесах (дивись ультразвукове паяння). Досі подробиці того, як бульбашки проводять очищення, до кінця не зрозумілі.

Високу руйнівну силу кавітаційних процесів використовують [7], [8] для дроблення твердих речовин, що знаходяться в рідині. У промисловості, кавітація часто використовується для гомогенізації котельного палива з метою збільшення калорійності його горіння, або змішування часток в колоїдних розчинах, наприклад, сумішах фарб чи молоці. Кавітаційні пристрої знижують в'язкість вуглеводневого палива, що дозволяє знизити вимоги до його підігріву і збільшити дисперсність розпилення.

Особливу роль кавітація відіграє в біомедицині [7], [8], зокрема для дроблення каменів у нирках за допомогою ударної хвилі без хірургічного втручання. Кавітація використовується при ліпосакції (виведення жирових клітин) за допомогою ультразвуку для боротьби з жировими відкладеннями і целюлітом.

#### **4.2 Вплив кавітації на роботу струминного насоса**

Кавітаційна характеристика насоса [7], [8] – залежність напору  $H$  і потужності  $N$  при сталій подачі та числі обертів від вакуумметричної висоти всмоктування  $H_{\text{вак}}$  вакууму у всмоктувальному патрубку насоса, виражена у метрах стовпа рідини, яку перекачують (наприклад метрах водяного стовпа). Початок падіння кривих напору та потужності визначає критичне значення вакуумметричної висоти всмоктування.

Виникнення кавітації пов'язане [7], [8] з утворенням розривів суцільності в потоці рідини, коли тиск знижується до значення тиску насиченої пари за даною температурою. З рідини виділяються частково розчинені в ній газу й повітря у вигляді бульбашок, які при зіткненні з поверхнею лопатей робочого колеса насоса стискаються до високого тиску та швидко розпадаються. В результаті виникають гідравлічні удари, що призводить до пошкодження металу. Кавітаційного

руйнування в різній мірі зазнають всі метали, але найбільш стійкими є нержавіюча сталь та алюмінієва бронза.

В шахтних відцентрових насосах [7], [8] та вуглесосах кавітація призводить до руйнування робочих коліс та спрямовуючих апаратів, зниження робочих характеристик. Місцеве зниження тиску виникає із збільшенням швидкості обтікання профілю лопатей, особливо при різких поворотах струменя. У всмоктувальній системі до кавітації призводить збільшення висоти всмоктування понад допустиму.

В шахтних насосах явище кавітації можна усунути [7], [8] шляхом правильного вибору геометричної висоти всмоктування, максимального зниження гідравлічного опору у всмоктувальному трубопроводі та підтримання в ньому тиску, при якому це явище не з'являється.

Незважаючи на поширене використання в нафтогазових технологіях струминних апаратів, на сьогоднішній день відсутня методика дослідження їх кавітаційних характеристик. Можливість виникнення кавітації в струминному апараті, як правило, не враховується. Ситуація ускладнюється відсутністю контролю за режимом роботи струминного апарата в свердловині. Кавітаційні явища часто виникають на границі поділу струменів робочого та інжектваного потоків, внаслідок чого кавітаційне руйнування проточної частини струминного апарата в переважній більшості випадків не відбувається. Дана обставина ще більше ускладнює визначення умов, що забезпечують роботу струминного апарата в кавітаційному режимі, хоча кавітаційні явища значно погіршують характеристики струминного апарата, внаслідок чого знижується ефективність їх використання [11].

На практиці окремі дослідники пропонують для запобігання роботі струминного апарата в кавітаційному режимі розміщати його в свердловині на глибині не менше, ніж 300 м. Проведені в роботі [11] дослідження показують, що одержане шляхом спостережень значення критичної глибини розміщення струминного апарата не дозволяє забезпечити безкавітаційний режим його роботи

в широкому діапазоні зміни діючих експлуатаційних факторів. Існує цілий ряд випадків, коли критична глибина розміщення струминного апарата в свердловині значно перевищує 300 м. І навпаки, в певних умовах зазначена цифра значно перевищує критичну.

Кавітація в струминному апараті може початись [11] як внаслідок збільшення швидкості робочого струменя, так і в результаті зниження тиску на всмоктуванні, що стає можливим при зниженні протитиску на виході струминного апарата і зростанні коефіцієнта інжекції.

Дослідженням руху рідини [11] в проточній частині струминного апарата встановлено, що виникнення кавітації найбільш ймовірно в двох елементах: робочій насадці та камері змішування. При проведенні розрахунків режиму роботи струминного апарата необхідно враховувати ту його ділянку проточної частини, де швидше починаються кавітаційні явища. Враховуючи, що наперед невідомо, на якій ділянці струминного апарата за даних умов його роботи більша ймовірність виникнення кавітації, в кожному конкретному випадку необхідно визначати кавітаційні параметри як робочої насадки, так і камери змішування.

Розглянемо умови виникнення кавітації в робочій насадці струминного апарата. Для оцінки кавітаційних властивостей використаємо безрозмірний критерій – число кавітації [11]

$$\chi = \frac{2(P_k - P_{nn})}{\rho V_k^2}, \quad (4.1)$$

де  $P_k$ ,  $V_k$  – абсолютний тиск і швидкість потоку в колоні бурильних труб (колоні НКТ);

$P_{nn}$  – тиск насичених парів рідини у рухомому потоці.

В процесі аналізу кавітаційних властивостей гідравлічної системи будемо розрізняти дійсні  $\chi$  і критичні  $\chi_k$  кавітаційні числа, маючи на увазі, що дійсні – це кавітаційні числа, що характеризують робочий режим експлуатації гідравлічної системи, а критичні числа відповідають такому стану потоку, коли

починаються кавітаційні явища. Умова роботи гідравлічної системи в кавітаційному режимі має вигляд [11]

$$\chi > \chi_{кр} \quad (4.2)$$

Для визначення критичного кавітаційного числа [11] використовуємо рівняння Бернуллі, а дійсні кавітаційні числа визначаємо за формулою (4.1), підставляючи фактичні значення тиску. Величина тиску визначається значенням гідростатичного тиску і гідравлічними втратами в затрубному просторі і насадці.

Граничні режими роботи ежекційної системи можуть бути представлені у вигляді екстремальних співвідношень глибини розміщення в свердловині  $H_n$  та витрати робочого потоку  $Q_n$ , які визначають поля характеристик свердловинного струминного насоса. Робота останнього в режимі кавітації визначає мінімально допустиму глибину його розміщення в свердловині. Мінімум допустима глибина розміщення ежекційної системи в свердловині визначена за умови прогнозування виникнення кавітації в робочій насадці  $H_{nmin}^{(p)}$  або камері змішування  $H_{nmin}^{(i)}$  шляхом розв'язку рівнянь: характеристики насоса та його гідравлічної системи, збереження енергії та маси потоку з використанням кавітаційних критеріїв, записаних у вигляді чисел Ейлера [11], [12]

$$H_{nmin}^{(p)} = \frac{\left\{ \varphi_1^2 f_p^{-2} \left[ 1 + (K_p / K_n)^{0.5} \right]^2 - 2 \frac{K_3}{\rho} (1+i) \right\} Q_n^2}{2g \left\{ 1 + i_r \left[ 1 + (1-\varepsilon)i \right]^2 \right\}}; \quad (4.3)$$

$$H_{nmin}^{(i)} = \frac{\chi^2 f_i^{-2} \left[ 1 + (K_p / K_n)^{0.5} \right]^2 + 2 \frac{K_i}{\rho} Q_i^2 + \frac{2}{\rho} (Q_c / K_c)^{1/n}}{2g \left\{ \beta + i_r \left[ 1 + (1-\varepsilon)i \right]^2 \varepsilon \right\}}, \quad (4.4)$$

де  $\varphi_1$  – коефіцієнт швидкості для робочої насадки;

$f_p, f_i$  – площі перерізу робочого і інжектованого потоків;

$K_n, K_3, K_p, K_i, K_n$  – відповідно опори напірної лінії, зосередженого елементу напірної лінії, робочої насадки, всмоктувальної лінії, паралельної ланки струминного насоса;

$Q_n$  – продуктивність поверхневого насосного агрегата;

$n$  – показник фільтрації пластової рідини;

$Q_c, K_c$  – відповідно продуктивність та коефіцієнт продуктивності свердловини;

$\beta$  – коефіцієнт зниження пластового тиску;

$\varepsilon$  – коефіцієнт гідравлічного зв'язку напірної і всмоктувальної ліній  $\varepsilon (0 \leq \varepsilon \leq 1)$ ;

$i_\Gamma$  – гідравлічний нахил напірної лінії;

$\chi$  – число кавітації.

Максимально допустима глибина розміщення ежекційної системи визначена [12] за умови попередження роботи струминного насоса в режимі граничного напору шляхом розв'язку рівняння (4.2) відносно  $H_n$  після підстановки значень параметрів  $\varepsilon=0; i=0; h=h_{max}$ .

Для аналізу [12] граничних характеристик ежекційних систем введено безрозмірні комплекси (аналоги чисел Фруда) у вигляді критерія кавітації  $\Pi_\kappa = V_{pn}^2 / gH_{nmin}$  та режиму граничного напору  $\Pi_\Gamma = V_{pn}^2 / gH_{nmax}$ , де  $V_{pn}$  – швидкість руху потоку в робочій насадці. В процесі критеріального аналізу встановлені співвідношення параметрів  $K_{cn} - i$ , які відповідають одночасному зародженню та розвитку кавітації в робочій насадці і камері змішування, а також імовірність роботи струминного насоса, в екстремальному режимі для заданих схем використання.

На основі дослідження [12] витратної характеристики визначено умови роботи струминного насоса в режимі нульового напору ( $h=0, i=i_{max}$ ). Дослідженням закономірностей впливу прогнозованих експлуатаційних умов на величину коефіцієнта інжекції встановлено, що забезпечення роботи струминного

насоса в режимі нульового напору є одним з шляхів підвищення ефективності використання ежекційних систем.

В камері змішування кавітація виникає [11], переважно в струминному шарі на границі поділу робочого і інжектваного потоків, де внаслідок інтенсивного вихроутворення в камері змішування формуються зони мінімального тиску. Кавітаційні властивості камери змішування за аналогією з числом кавітації визначено шляхом порівняння фактичної витрати інжектваного потоку з критичним значенням. Умова роботи струминного апарата в докавітаційному режимі має вигляд [11]

$$Q_i > Q_{икр} \quad (4.5)$$

Критичні значення витрати інжектваного потоку визначаються за формулою [11]

$$Q_{икр} = \mu_i S_i \sqrt{\frac{2}{\chi \rho_i} (P_i - P_{ин})}, \quad (4.6)$$

де  $\mu_i$  – коефіцієнт витрат, що визначає геометричні і кінематичні умови входу інжектваного потоку в камеру змішування;

$S_i$  – площа інжектваного потоку на вході в камеру змішування;

$\chi$  – безрозмірне число кавітації;

$\rho$  – густина інжектваного потоку;

$P_i$  – тиск інжектваного потоку.

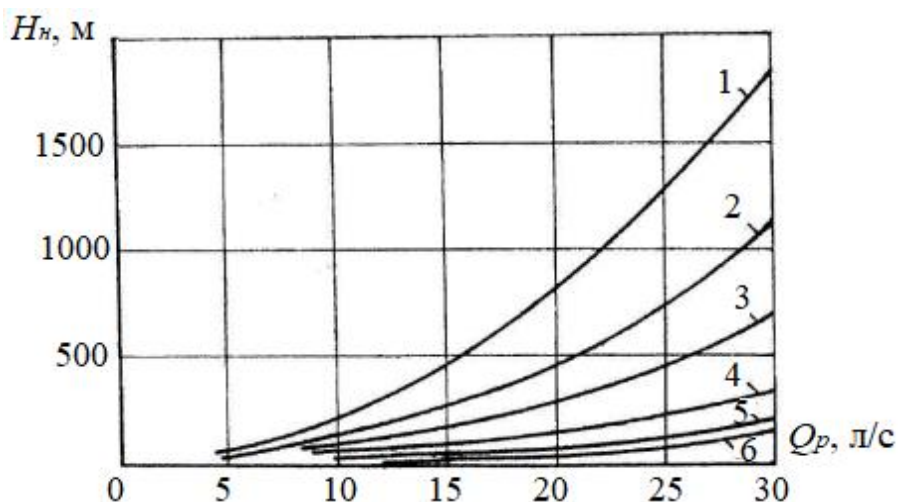
Безрозмірний параметр кавітації  $\chi$  [11] визначається формою елементів проточної частини струминного апарата і в широкому діапазоні зміни геометричних і кінематичних параметрів апарата змінюється мало.

Для практичних розрахунків приймають  $\chi = 1,35$  [11].

На практиці [11] результати кавітаційного розрахунку струминного апарата доцільно представляти у вигляді залежностей, що дозволяють визначити мінімальну глибину розміщення струминного апарата для заданих витрат робочого

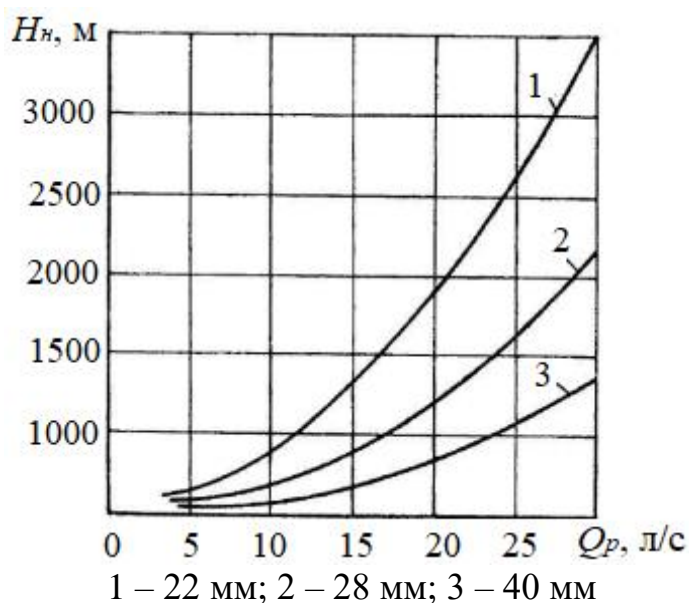
поток. Такі залежності представлені для кавітаційного режиму робочої насадки на рисунку 4.4, а для кавітаційного режиму камери змішування – на рисунку 4.5.

Одержані графіки [11] показують значну залежність ймовірності виникнення кавітації в робочій насадці від її діаметра (рисунок 4.4), а в камері змішування – від діаметра камери змішування (рисунок 4.5). При збільшенні витрати робочого потоку зростає мінімально допустима глибина розміщення струминного апарата, що забезпечує його роботу в докавітаційному режимі.



1 – 14 мм; 2 – 16 мм; 3 – 18 мм; 4 – 22 мм; 5 – 26 мм; 6 – 30 мм

Рисунок 4.4 – Кавітаційна характеристика робочої насадки струминного апарата для різних її діаметрів



1 – 22 мм; 2 – 28 мм; 3 – 40 мм

Рисунок 4.5 – Кавітаційна характеристика камери змішування струминного апарата для різних її діаметрів

Необхідно також відзначити існування позитивного ефекту від використання кавітації при реалізації окремих процесів в нафтогазовій промисловості. Зокрема, відоме використання кавітаційних явищ для підвищення ефективності руйнування гірської породи [13] та видобування високов'язкої нафти [14].

Як висновок необхідно відзначити наступне. Явище кавітації відзначається зниженням тиску в проточній частині гідромашини нижче тиску насичених парів перекачуваної рідини. Зниження тиску супроводжується утворенням кавітаційних бульбашок, які формують кавітаційні каверни, що супроводжується зменшенням фактичної площі перерізу транзитного струменя, зростанням гідравлічного опору елементів проточної частини та зменшенням продуктивності гідромашини. Зменшення тиску в проточній частині струминного насоса викликане гідравлічними втратами в лінійних та зосереджених місцевих опорах. Переміщення кавітаційних бульбашок в область підвищеного тиску супроводжується їх "схлопуванням" та утворенням серії гідравлічних ударів та підвищенням тиску в локальній області до 1000 МПа. Динамічний вплив на обмежувальні поверхні з високою частотою та амплітудою викликає їх катастрофічне зношування, внаслідок чого зменшується напір, створюваний гідромашиною, та погіршуються енергетичні характеристики гідромашини. Кавітація в струминному насосі, внаслідок зношування обмежувальних поверхонь, може викликати зміну співвідношення геометричних розмірів елементів проточної частини ежекційної системи, величина якого визначає напір та витрату у привибійному контурі циркуляції свердловини. Зменшенню імовірності утворення кавітаційного режиму роботи струминного насоса сприяє зниження витрати робочого середовища в елементах ежекційної системи, збільшення площі гідравлічних каналів, в яких здійснюється переміщення змішуваних потоків та зростання глибини розміщення ежекційної системи в свердловині.

## 5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КАВІТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СВЕРДЛОВИННИХ СТРУМИННИХ НАСОСІВ

Використання наддолотних струминних насосів, які реалізують пряме місцеве промивання свердловини (рисунок 5.1 а), дозволяє збільшити витрату промивального розчину у привибійному контурі циркуляції за незмінної продуктивності бурового насоса [12].

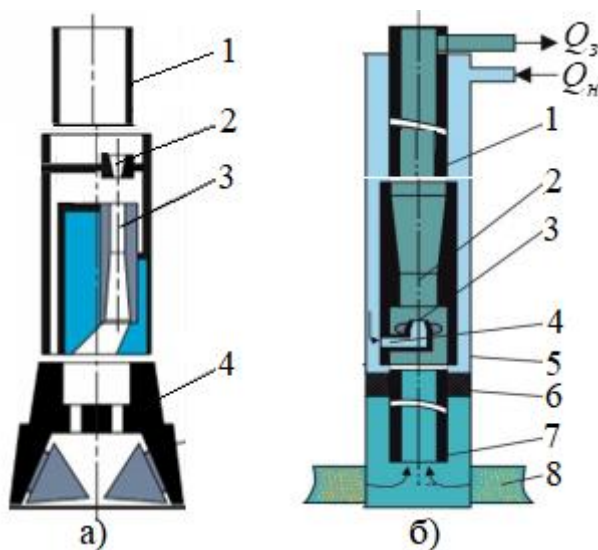


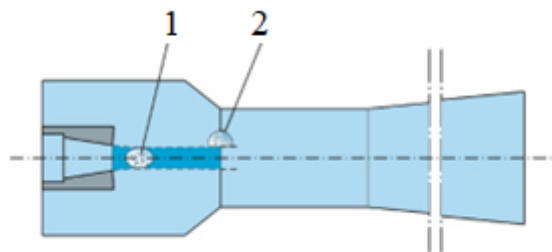
Рисунок 5.1 – Свердловинні ежекційні компоновки [21]

- а) наддолотний струминний насос: 1 – бурильна колона; 2 – робоча насадка;  
3 – камера змішування з дифузором; 4 – долото
- б) нафтовий струминний насос: 1,7 – насосно-компресорні труби; 2 – камера  
змішування з дифузором; 3 – робоча насадка; 4 – радіальні отвори;  
5 – свердловина; 6 – пакер; 8 – продуктивний горизонт

Інтенсифікація промивання вибою збільшує механічну швидкість буріння [12]. При цьому зменшується тривалість первинного розкриття продуктивного горизонту, зберігається його природна проникність та зростає дебіт і коефіцієнт нафтовилучення свердловини. Нафтовий струминний насос (рисунок 5.1 б) за рахунок значного міжремонтного періоду збільшує тривалість рентабельної експлуатації нафтогазового родовища на пізній стадії його експлуатації.

Особливістю робочого процесу свердловинного струминного насоса (незважаючи на його експлуатацію в умовах значного гідростатичного тиску) є

підвищена імовірність виникнення кавітаційних явищ у його проточній частині, внаслідок чого можлива кавітаційна ерозія елементів ежекційної системи та раптове зниження її продуктивності [12]. Кавітаційні властивості струминного насоса визначають один з граничних режимів його роботи і мають безпосередній вплив на величину таких граничних параметрів як мінімально допустима глибина розміщення в свердловині, максимальна витрата потоку та мінімальна площа прохідних перерізів. Кавітація в проточній частині струминного насоса може виникати в робочому потоці у вихідному перерізі робочої насадки, або в інжектованому потоці на вході в камеру змішування у примежевому шарі між інжектованим та робочим потоком (рисунок 5.2), де внаслідок інтенсивного вихроутворення формуються зони мінімального тиску.



1 – кавітаційні бульбашки в робочому потоці; 2 – кавітаційна каверна в інжектованому потоці

Рисунок 5.2 – Виникнення кавітації в проточній частині струминного насоса

Під час CFD моделювання робочого процесу ежекційної системи встановлено [15], що найбільш імовірним місцем виникнення кавітації є не вхідна ділянка камери змішування, а область потоку, розміщена на виході робочої насадки струминного насоса. Технологія високошвидкісної фотозйомки [16] дозволила встановити взаємозв'язок між вихровими та розривними потоками на окремих стадіях розвитку кавітаційних явищ в проточній частині струминного насоса. Імовірність виникнення кавітації значною мірою залежить від форми внутрішніх поверхонь приймальної камери струминного насоса [17]. Дослідженням гідродинаміки змішуваних потоків встановлена також можливість виникнення кавітаційних явищ на вхідній ділянці дифузора струминного насоса [18]. Зниження тиску на виході з струминного насоса викликає зростання коефіцієнта ежекції та

збільшує імовірність виникнення розривних явищ в змішуваних потоках [19]. Значний вплив на характер руху та взаємодію змішуваних потоків має величина співвідношення площ перерізів камери змішування та робочої насадки. Порушення суцільності змішуваних потоків має місце також в проточній частині кільцевого струминного насоса [20]. Оскільки високошвидкісний кільцевий струмінь, зазвичай, рухається вздовж поверхні внутрішньої стінки, її геометрія може мати більший вплив на традиційні та кавітаційні характеристики насоса ніж в ежекційних системах з центральним підведенням робочого потоку. Заокруглення елементів проточної частини струминного насоса змінює місце виникнення парогазових областей та інтенсивність протікання кавітаційних явищ.

При прогнозуванні безкавітаційного режиму роботи свердловинного струминного насоса необхідно враховувати [12] ту ділянку його проточної частини, де першочергово починаються кавітаційні явища. Зважаючи на те, що наперед невідомо на якій ділянці свердловинного струминного насоса за даних умов його експлуатації першочергово виникають кавітаційні явища, у кожному конкретному випадку необхідно прогнозувати величину кавітаційних параметрів як робочої насадки, так і камери змішування.

Лабораторна установка [21] для дослідження гідродинамічних характеристик струминних насосів (рисунок 5.3) складається з приймального резервуара 1, силового насоса 2, моделі струминного насоса у складі робочої насадки 3, камери змішування 4 та дифузора 5, всмоктувальної лінії 6 у вигляді замкненого контуру циркуляції і зливної лінії 7.

Регулювання [21] режиму роботи струминного насоса здійснюється зміною степені відкриття засувки 8, 9. Витрата робочого потоку вимірюється витратоміром 10, а інжектваного потоку для прямого і зворотного режиму роботи струминного насоса – витратомірами 11, 12. Манометри 13, 15 та мановакууметр 14 вимірюють тиски робочого, змішаного та інжектваного потоків.

Характеристика струминного насоса визначається для фіксованого значення витрати робочого потоку [21].

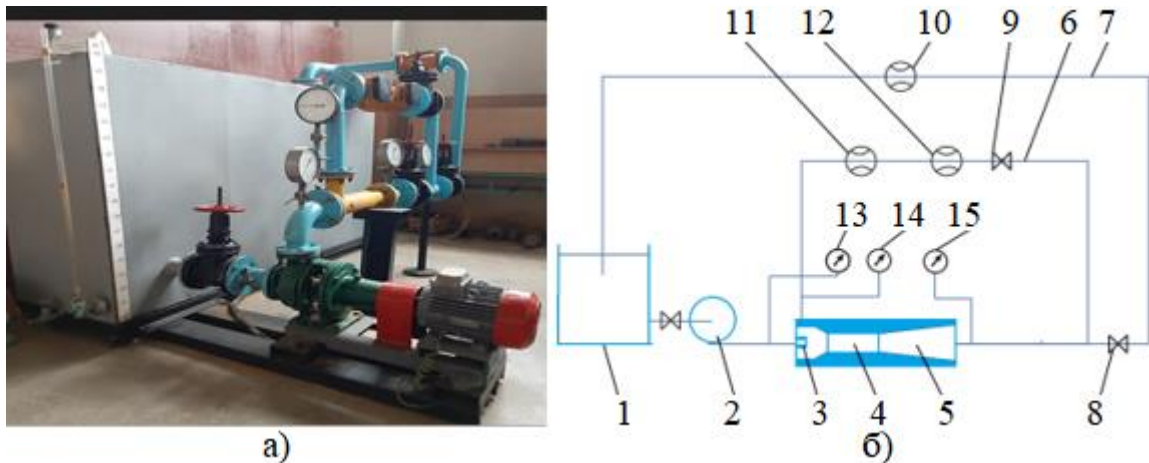


Рисунок 5.3 – Зовнішній вигляд (а) та гідравлічна схема (б) лабораторної установки для дослідження струминних насосів [21]

Для проведення експериментальних досліджень використовувався струминний насос [21], співвідношення площ перерізів камери змішування та робочої насадки для якого (основний геометричний параметр) складало:  $K_{сн1}=3,16$ ;  $K_{сн2}=4,938$ ;  $K_{сн3}=6,25$ . Для згаданих моделей струминних насосів величина робочої витрати становить відповідно  $Q_{н1}=15,42 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $Q_{н2}=11,807 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  та  $Q_{н3}=9,533 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ . Значення тисків робочого  $P_p$ , змішаного  $P_3$  та інжектваного  $P_i$  потоків та витрат робочого  $Q_n$  і інжектваного  $Q_i$  потоків використовуються для визначення відносних співвідношень: відносного напору  $h$  та коефіцієнта інжекції  $i$

$$h = \frac{P_3 - P_i}{P_p - P_i}; \quad (5.1)$$

$$i = \frac{Q_i}{Q_n} \quad (5.2)$$

Співвідношення відносного напору [21] та коефіцієнта інжекції визначають напірно-витратну характеристику  $h = f(i)$  струминного насоса.

Для аналізу кавітаційних характеристик [21] струминного насоса може використовуватись співвідношення тисків інжектваного  $P_i$  та змішаного  $P_3$  потоків  $P_i/P_3$  (рисунок 5.4). Зважаючи на низький коефіцієнт корисної дії  $\eta$

струминного насоса кавітаційну характеристику ежекційної системи  $P_i/P_3 = f(i)$  необхідно розглядати в комплексі з енергетичною  $\eta = f(i)$ .

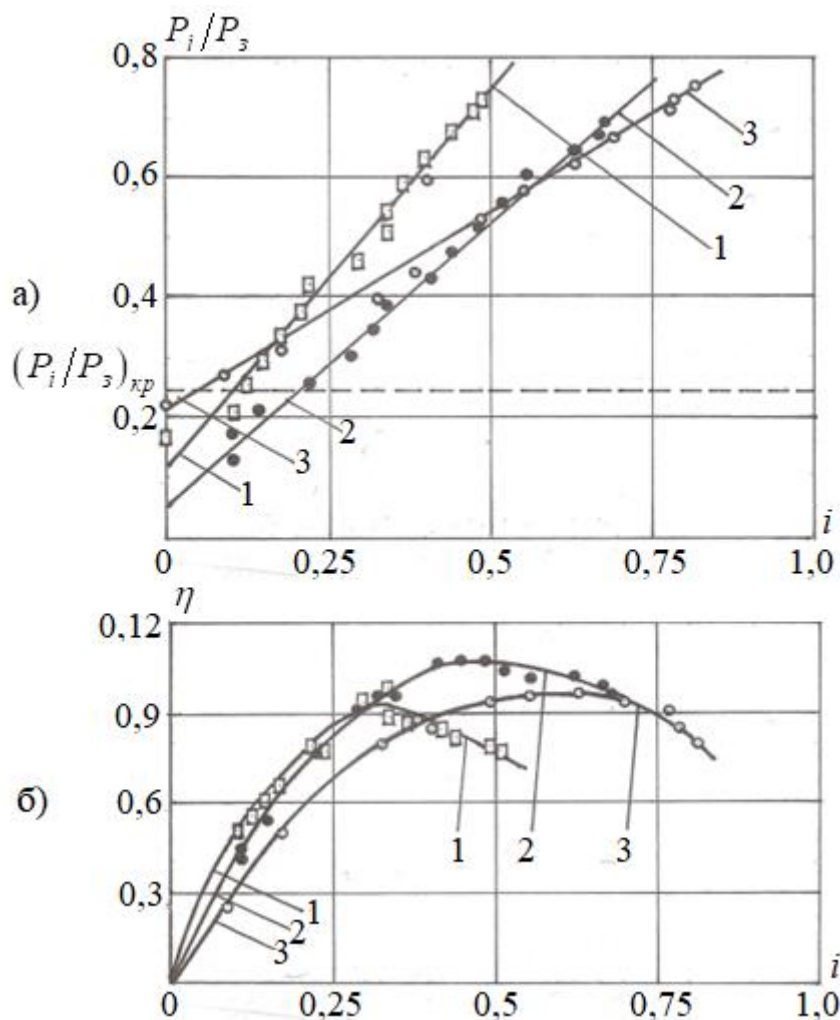


Рисунок 5.4 – Залежність співвідношення тисків інжектovanого та змішаного потоків (а) та коефіцієнта корисної дії (б) від коефіцієнта інжекції струминного насоса та основного геометричного параметра  $K_{сн}$ : 1 –  $K_{сн}=6,25$ ; 2 –  $K_{сн}=4,938$ ;

$$3 - K_{сн}=3,16 [21]$$

Кавітаційна характеристика струминного насоса апроксимована лінійною залежністю [21]

$$\frac{P_i}{P_3} = ai + b, \quad (5.3)$$

де  $a$ ,  $b$  – емпіричні коефіцієнти.

Коефіцієнти емпіричних залежностей для кавітаційної характеристики струминного наведені в таблиці 5.1 [21].

На графіку залежності  $P_i/P_3 = f(i)$  пунктирною лінією показані отримані на основі досвіду практичного використання мінімально допустимі (критичні) співвідношення тисків інжектваного та змішаного потоків  $(P_i/P_3)_{кр}$ , які забезпечують безкавітаційний режим роботи ежекційної системи [21].

Таблиця 5.1 – Коефіцієнти емпіричних залежностей кавітаційної характеристики ежекційної системи [21]

Геометричний параметр насоса	Емпіричні коефіцієнти		Коефіцієнт кореляції
	$a$	$b$	
3,16	1,2322	0,1197	0,9913
4,938	0,956	0,0542	0,9965
6,25	0,6575	0,2179	0,9806

Енергетична характеристика струминного насоса апроксимована квадратичною залежністю [21]

$$\eta = ai^2 + bi + c, \quad (5.4)$$

де  $a$ ,  $b$ ,  $c$  – емпіричні коефіцієнти.

Коефіцієнти емпіричних залежностей для енергетичної характеристики струминного наведені в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Коефіцієнти емпіричних залежностей енергетичної характеристики ежекційної системи [21]

Геометричний параметр насоса	Емпіричні коефіцієнти			Коефіцієнт кореляції
	$a$	$b$	$c$	
3,16	-0,7259	0,5107	0,0009	0,9926
4,938	-0,4253	0,4262	0,0021	0,9943
6,25	-0,2806	0,3307	-0,0001	0,9986

Відповідно до отриманих результатів кавітаційний режим роботи ежекційної системи найбільш імовірний [21] при роботі свердловинного струминного насоса із значеннями коефіцієнта інжекції  $i \leq 0,22$ . Робота струминного насоса з малими значеннями коефіцієнта інжекції характерна при здійсненні технологічних

операцій виклику припливу пластової рідини в період освоєння свердловин після їх завершення бурінням або реалізації методів інтенсифікації нафтовидобутку. Для даного діапазону зміни величини коефіцієнта інжекції найбільша імовірність виникнення кавітаційного режиму роботи ежекційної системи має місце при застосуванні струминного насоса з величиною геометричного параметра  $K_{сн} = 4,938$ . При роботі в згаданому діапазоні зміни величини коефіцієнта інжекції геометричний параметр струминного насоса повинен становити  $K_{сн} = 6,25$ , оскільки при цьому забезпечуються максимальні значення співвідношення тисків інжектваного та змішаного потоків  $(P_i/P_z)_{\max}$  та мінімальна імовірність виникнення кавітації в ежекційній системі. Необхідно відзначити, що середні значення коефіцієнта інжекції, зазвичай, реалізуються в нафтових струминних насосах, а максимальні – в наддолотних.

При роботі ежекційної системи [21] з величиною коефіцієнта інжекції, що змінюється в діапазоні  $i > 0,22$  імовірність її роботи в кавітаційному режимі зменшується, тому при проектуванні компоновки підземного обладнання необхідно використовувати струминний насос, який забезпечує максимальні значення ККД. Відповідно до отриманих результатів найбільшій енергоефективності використання ежекційної системи для діапазону зміни значень коефіцієнта інжекції  $i > 0,22$  відповідає струминний насос, величина основного геометричного параметра для якого становить  $K_{сн} = 4,938$ .

Одним з параметрів [21], який характеризує взаємну орієнтацію елементів проточної частини струминного насоса є відстань між робочою насадкою та камерою змішування  $l_p$ . Вплив даного параметра на умови стиснення інжектваного потоку і величину співвідношення тисків інжектваного та змішаного потоків  $P_i/P_z$  визначений експериментально для струминного насоса з геометричним параметром  $K_{сн} = 6,25$  (рисунок 5.5). Відстань між робочою насадкою та камерою змішування, зазвичай, представляють у відносній формі у

вигляді співвідношення абсолютного значення  $l_p$  та діаметра робочої насадки  $\bar{l}_p = l_p/d_p$ .

Вплив відносної відстані між робочою насадкою та камерою змішування визначався у два етапи [21].

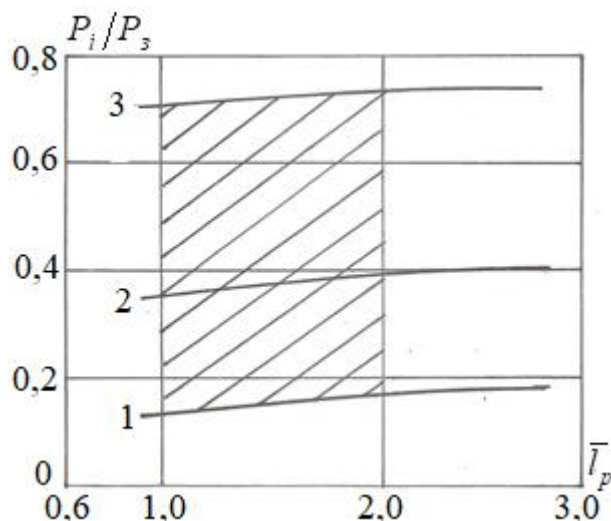


Рисунок 5.5 – Залежність співвідношення тисків інжектованого та змішаного потоків від відносної відстані між робочою насадкою та камерою змішування та коефіцієнта інжекції струминного насоса: 1 –  $i=0,1$ ; 2 –  $i=0,5$ ; 3 –  $i=1,0$  [21]

На першому етапі [21] отримані залежності тисків інжектованого та змішаного потоків від величини коефіцієнта інжекції для шістьох фіксованих значень відстані між робочою насадкою та камерою змішування  $P_i/P_3 = f(i)$ :  $l_{p1} = 16,5$  мм;  $l_{p2} = 21,5$  мм;  $l_{p3} = 26,5$  мм;  $l_{p4} = 31,5$  мм;  $l_{p5} = 36,5$  мм;  $l_{p6} = 41,5$  мм. Відносна відстань між робочою насадкою та камерою змішування при цьому змінюється в діапазоні від  $\bar{l}_p = 1,03$  до  $\bar{l}_p = 2,59$ . Коефіцієнти лінійних емпіричних залежностей  $P_i/P_3 = f(i)$  (які відповідають рівнянню (5.3)) отримані для фіксованих відстаней до камери змішування струминного насоса (таблиця 5.3).

На основі шістьох [21] залежностей  $P_i/P_3 = f(i)$  побудовані кавітаційні характеристики  $P_i/P_3 = f(\bar{l}_p)$  для трьох фіксованих значень коефіцієнта інжекції. Враховуючи, що характеристики  $P_i/P_3 = f(\bar{l}_p)$  отримані на основі первинних

залежностей  $P_i/P_3 = f(i)$  наведені на рисунку 3 криві не містять експериментальних точок.

На графіку наведеному на рисунку 5.5 заштрихована отримана на основі досвіду практичного використання область оптимальних відстаней до камери змішування  $\bar{l}_{\text{opt}}$ , яка забезпечує максимальні значення ККД струминного насоса [21].

Таблиця 5.3 – Коефіцієнти емпіричних залежностей кавітаційної характеристики для фіксованих значень відстані до камери змішування [21]

Відстань до камери змішування		Емпіричні коефіцієнти		Коефіцієнт кореляції
абсолютна $l_p$ , мм	відносна $\bar{l}_p$	$a$	$b$	
16,5	1,03	0,6438	0,0818	0,9932
21,5	1,34	0,6427	0,0841	0,9969
26,5	1,66	0,5787	0,0955	0,9938
31,5	1,97	0,6065	0,1099	0,9923
36,5	2,28	0,6055	0,1064	0,9903
41,5	2,59	0,6455	0,0941	0,9959

Аналіз отриманих результатів демонструє зростання співвідношення тисків інжектваного та змішаного потоків при збільшенні відстані між робочою насадкою та камерою змішування на 8,75–16,2 % [21].

## 6 КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КАВІТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СВЕРДЛОВИННОГО СТРУМИННОГО НАСОСА

Комплекс заходів спрямованих на попередження порушення суцільності змішуваних потоків в проточній частині струминного насоса значною мірою визначається точністю прогнозування місця першочергового виникнення кавітаційних явищ: на виході з робочої насадки або на вході в камеру змішування. Мінімальний тиск на виході робочого потоку з робочої насадки  $P_{p\min}$  та на вході інжектваного потоку в камеру змішування  $P_{i\min}$  визначається очевидними співвідношеннями

$$P_{p\min} = P_p - \frac{\rho Q_n^2}{2\varphi_p^2 f_p^2}; \quad (6.1)$$

$$P_{i\min} = P_i - \frac{\rho Q_i^2}{2\varphi_i^2 f_i^2}, \quad (6.2)$$

де  $\rho$  – густина потоку;

$\varphi_p, \varphi_i$  – коефіцієнти швидкості вихідного перерізу робочої насадки та вхідного перерізу камери змішування (на ділянці інжектваного потоку);

$f_p, f_i$  – площа вихідного перерізу робочої насадки та інжектваного потоку на вході в камеру змішування струминного насоса.

Враховуючи рівняння (6.1), (6.2) технологічні та конструкторські заходи зменшення імовірності виникнення кавітації в проточній частині струминного насоса полягають відповідно у зниженні величини витрати робочого  $Q_n$  та інжектваного  $Q_i$  потоку та збільшенні площ перерізів робочої насадки і камери змішування. Рівність параметрів  $P_{p\min} = P_{i\min}$  очевидно є умовою одночасного виникнення кавітації у вихідному перерізі робочої насадки та у вхідному перерізі камери змішування.

Визначимо мінімальні тиски робочого  $P_{p\min}$  та інжектованого  $P_{i\min}$  потоку використовуючи метод скінченних елементів. 3D модель нафтового струминного насоса (рисунок 6.1а) побудована з використанням програмного комплексу Inventor, а сіткова модель – із застосуванням програмних модулів ANSYS. 3D модель побудована для струминного насоса, діаметри робочої насадки та камери змішування якого складають відповідно  $d_p=0,0084$  м та  $d_3=0,0133$  м.

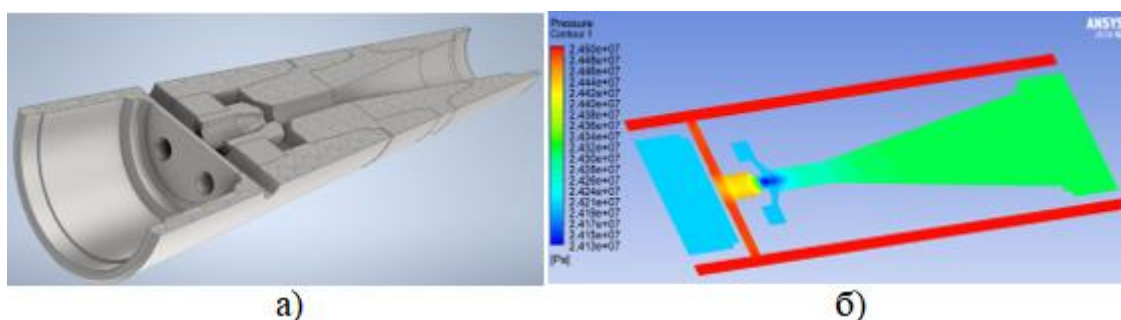


Рисунок 6.1 – 3D модель (а) та діаграма розподілу тиску (б) в проточній частині нафтового струминного насоса

Неоднорідна сіткова модель проточної частини струминного насоса для збільшення точності розрахунків в об'ємах обмежених складною геометрією побудована з використанням віртуальної топології та складається з 2895684 скінченних елементів. Для проведення розрахункових операцій використана модель турбулентності K-epsilon realizable. Граничні умови розрахункової моделі прийняті у вигляді витрати робочого потоку  $Q_H=1,215 \times 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с; витрати інжектованого потоку  $Q_i=0,28 \times 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с та тиску змішаного потоку  $P_3=24,31$  МПа. Для згаданих співвідношень витрат робочого та інжектованого потоку величина коефіцієнта інжекції складає  $i=0,23$ . Глибина розміщення струминного насоса в свердловині становить  $H_n=2476$  м.

Відповідно до традиційних уявлень про робочий процес струминного насоса величина тиску змішаного потоку перевищує (рисунок 6.1б) тиск інжектованого потоку  $P_3 > P_i$ , але менша ніж тиск робочого потоку  $P_3 < P_p$ . Отримана діаграма відзначається рівномірним розподілом тиску в проточній частині струминного

насоса, а його величина змінюється в діапазоні від 24,13 до 24,5 МПа, причому мінімальні значення тиску відповідають проточній частині струминного насоса, а максимальні – затрубному простору свердловини.

Приведені на рисунку 6.2 графічні залежності показують, що тиск робочого потоку зростає на шляху від робочої насадки до камери змішування.

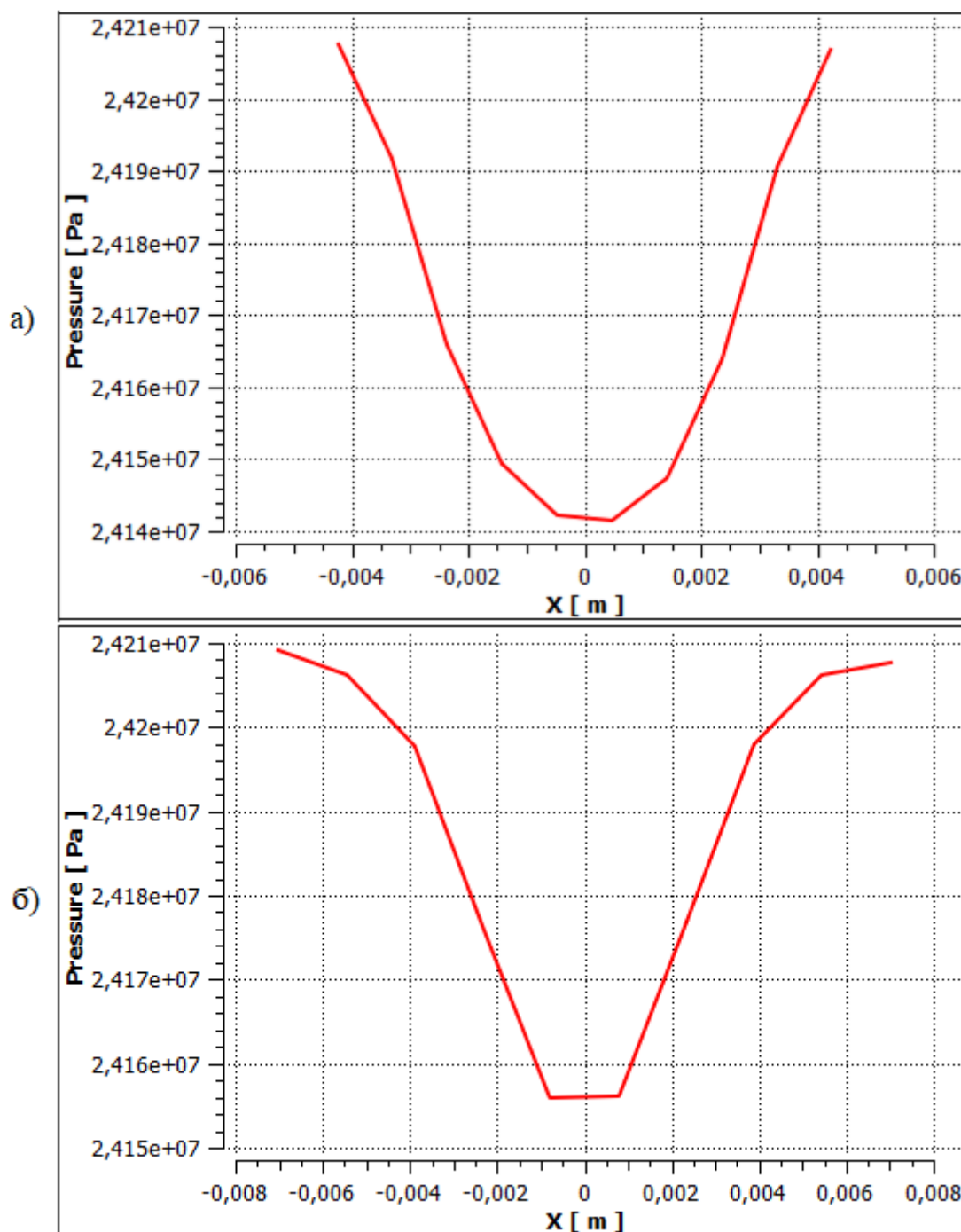


Рисунок 6.2 – Визначення мінімального тиску робочого потоку на виході з робочої насадки (а) та інжектваного потоку на вході в камеру змішування (б)

Тиск інжектваного потоку збільшується від границі поділу робочого та інжектваного потоку до стінки камери змішування струминного насоса.

Мінімальний тиск робочого потоку  $P_{p\min}$  визначений на осі робочої насадки (рисунок 6.2 а), а мінімальний тиск інжектваного потоку  $P_{i\min}$  – на відмітці  $x = \pm 0,0042$  м (рисунок 6.2 б), яка визначає границю робочого та інжектваного потоку.

За результатами проведених досліджень мінімальний тиск робочого та інжектваного потоку становить відповідно  $P_{p\min} = 2,4141$  МПа та  $P_{i\min} = 2,42$  МПа. Таким чином, для розглянутих умов експлуатації нафтового струминного насоса тиск інжектваного потоку перевищує величину тиску робочого потоку на 0,24 %. Близькі значення тисків робочого та інжектваного потоків свідчать про значну імовірність одночасного виникнення кавітації у вихідному перерізі робочої насадки і на вході в камеру змішування. Необхідність забезпечення безкавітаційного режиму роботи свердловинної ежекційної системи вимагає використання заходів попередження критичного зниження тиску в приймальній камері струминного насоса як в робочому, так і в інжектваному потоці.

## ВИСНОВКИ

1. Основними елементами струминних насосів є робоча насадка центрального або кільцевого типу, приймальна камера з конфузornoю вихідною ділянкою, камера змішування циліндричної форми та дифузор.

2. Особливістю робочого процесу свердловинного струминного насоса є підвищена імовірність його роботи в кавітаційному режимі. Кавітація в струминному насосі може виникати на виході робочого потоку з робочої насадки та на вході інжектovanого потоку в камеру змішування.

3. При проведенні експериментальних досліджень встановлено, що в області оптимальних значень відстані між робочою насадкою та камерою змішування співвідношення тисків інжектovanого та змішаного потоків зростає на 4,1–15,2 %. Більші величини зростання співвідношення тисків інжектovanого та змішаного потоків відповідають меншим значенням коефіцієнта інжекції струминного насоса.

4. Величини мінімального тиску робочого потоку на виході з робочої насадки та інжектovanого потоку на вході в камеру змішування на границі робочого та інжектovanого середовища можуть застосовуватись для прогнозування місця першочергового виникнення кавітаційних явищ в проточній частині струминного насоса з наступним плануванням заходів попередження його експлуатації в кавітаційному режимі.

5. За результатами комп'ютерного моделювання встановлено, що мінімальні значення тиску в робочому та інжектovanому потоці приймають близькі значення. Це свідчить про значну імовірність одночасного виникнення кавітації у вихідному перерізі робочої насадки і на вході в камеру змішування струминного насоса.

## ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Спеціальні гідромашини : навчальний посібник / А.А. Папченко, В.О. Панченко. Суми : Сумський державний університет, 2015. 221 с. ISBN 978-966-657-575-6.
2. Паневник О.В. Дослідження кінематичного поля змішуваних потоків. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2024. № 1. С. 23–31.
3. Кулінченко В.Р., Ломейко О.П. Лопатеві і гідроструминні багатофункціональні насосні установки (проекування, розрахунок і експлуатація): навчальний посібник. Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2011. 260 с.
4. Якимечко Я.Я., Мороз Л.Б., Овецький С.О., Фем'як Я.В. Методика визначення технологічних параметрів удосконаленої струминної свердловинної установки. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2021. № 3(80). С. 26–35.
5. Паневник, Д. О. Інноваційні струминні насоси для буріння та експлуатації свердловин: конспект лекцій. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2024. 149 с. [https://search.library.nung.edu.ua/DocDescription?doc\\_id=476732](https://search.library.nung.edu.ua/DocDescription?doc_id=476732).
6. Мельников О.П. Дослідження впливу геометричних параметрів проточної частини свердловинного струминного насоса на його характеристики. Науковий вісник ІФНТУНГ. 2013. № 2(35). С. 165–173.
7. Кавітація / В.С. Білецький //Енциклопедія Сучасної України [Електронний ресурс] / Редкол. : І.М. Дзюба, А.І. Жуковський, М.Г. Железняк [та ін.] ; НАН України, НТШ. К. : Інститут енциклопедичних досліджень НАН України, 2011. Режим доступу : <https://esu.com.ua/article-12013>.
8. Кавітація. 19 жовтня 2023. Режим доступу: <https://uk.wikipedia.org/wiki/Кавітація>.
9. Кавітація. Фізичні, хімічні, біологічні та технологічні аспекти / Шевчук Л.І., Старчевський В.Л. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2014. 376 с. ISBN 978-617-607-666-7.

10. Низькочастотні віброрезонансні кавітатори /Л.І. Шевчук, І.С. Афтаназів, О.І. Строган, В.Л. Старчевський. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2013. 176 с. ISBN 978-617-607-509-7.

11. Паневник О.В., Яремійчук Р.С. Дослідження кавітаційних характеристик струминних свердловинних апаратів. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 1995. Вип.32. С. 80–85.

12. Паневник О.В. Теоретичні основи побудови узагальнених гідравлічних моделей свердловинних струминних насосів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук : спец. 05.05.12 «Машини нафтової і газової промисловості» /О.В.Паневник. – Івано-Франківський державний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ, 2000.

13. Фем'як Я.М., Чудик І.І., Судаков А.К., Якимечко Я.Я., Федик О.М. Практичне використання кавітаційних процесів в бурінні свердловин : Монографія. Дрогобич: «Посвіт», 2021. 232 с. ISBN 978-617-8003-12-8.

14. Якимечко Я.Я., Зайцев О.М., Чудик І.І., Фем'як Я.М., Федик О.М. Удосконалення технології видобування високов'язких нафт струминними насосами з використанням кавітаційних процесів: Монографія. Дрогобич: «Посвіт», 2022. 140 с. ISBN 978-617-8003-70-8.

15. Domagala M. Simulation of cavitation in jet pumps. Technical transactions mechanics. 1-M / 2013. № 7(2) P.51–58. <https://www.ejournals.eu › pliki › art>.

16. Long Y., An C., Zhu R., Chen J. Research on hydrodynamics of high velocity regions in a water-jet pump based on experimental and numerical calculations at different cavitation conditions. Physics of Fluids. 2021. Vol. 33. Issue 4. 8 p. <https://doi.org/10.1063/5.0040618>.

17. Wang X., Chen Y., Li M., Xu Y., Wang B., Dang X. Numerical investigation of the cavitation performance of annular jet pumps with different profiles of suction chamber and throat inlet. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. 2020. Vol. 14. Issue 1. P. 1416–1428. <https://doi.org/10.1080/19942060.2020.1824875>.

18. Narui H., Inagaki S. Limiting Flow Cavitation Number of Water Jet Pumps. Bulletin of JSME. 1982. Vol. 25. Issue 209. P.1682–1689. <https://doi.org/10.1299/jsme1958.25.1682>.

19. Long X., Zhang J., Wang Q., Xiao L., Xu M., Lyu Q., Ji B. Experimental investigation on the performance of jet pump cavitation reactor at different area ratios. Experimental Thermal and Fluid Science (EXP THERM FLUID SCI)2016. № 78. P. 309-321. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.06.018>.

20. Wang X., Chen Y., Li M., Xu Y., Wang B., Dang X. Numerical Study on the Working Performance of a Streamlined Annular Jet Pump. Energies. 2020. № Vol. 13. Issue 17. 15 p. <https://doi.org/10.3390/en13174411>.

21. Panevnyk D.O. The study on the influence of the injected flow swirling on the characteristics of the jet pump. Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. 2022. Vol.113. Issue 1. P. 22-30. DOI: <https://doi.org/10.5604/01.3001.0016.0942>.