

Міністерство освіти і науки України
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

На правах рукопису

ДУБЕЙ ОЛЬГА ЯРОСЛАВІВНА

УДК 622.276.53.054.23

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ УСТАНОВОК СВЕРДЛОВИННИХ
ШТАНГОВИХ НАСОСІВ ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ
НАФТОГАЗОВИХ ЕЖЕКТОРІВ

Спеціальність 05.05.12 – Машини нафтової та газової промисловості

ДИСЕРТАЦІЯ

на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Науковий керівник:

Паневник Олександр Васильович

доктор техн. наук, професор

Івано-Франківськ – 2016

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СУЧАСНОГО РІВНЯ РОЗВИТКУ ЕЖЕКЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НАФТОГАЗОВИХ СВЕРДЛОВИН.....	10
1.1 Дослідження досвіду застосування струминних апаратів при експлуатації свердловин.....	10
1.1.1 Застосування нафтопромислових струминних насосів в процесі видобування нафти.....	11
1.1.2 Застосування газопромислових свердловинних струминних насосів.....	22
1.1.3 Застосування ежекційних систем для збору нафти і газу.....	24
1.1.4 Застосування ежекційних систем для інтенсифікації методів нафтовилучення.....	27
1.2 Узагальнення конструкцій нафтогазопромислових струминних апаратів.....	30
1.3 Аналіз методик розрахунку нафтопромислових струминних апаратів.....	33
ВИСНОВКИ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ АНАЛІЗУ ТА ПОСТАНОВКА ОСНОВНИХ ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	39
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ СТВОРЕННЯ НОВОЇ КОМПОНОВКИ ЗАНУРЕНОЇ НАСОСНО-ЕЖЕКТОРНОЇ СИСТЕМИ.....	41
2.1 Розробка схеми тандемної установки СШН– ежектор для нафтової свердловини.....	41
2.2 Визначення закону руху точки підвісу штанг верстатів-качалок.....	43
2.3 Визначення розподілу тиску, температури та швидкості руху газорідинної суміші вздовж стовбура нафтової свердловини.....	55
2.4 Розробка уточненого методу визначення розподілу тиску і температури вздовж стовбура нафтової свердловини.....	67

2.5 Розробка математичної моделі роботи нафтогазових ежекторів у нафтових свердловинах.....	75
ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 2.....	102
РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РІДИННОГАЗОВИХ ЕЖЕКЦІЙНИХ СИСТЕМ.....	104
3.1 Формулювання завдань експериментальних досліджень.....	104
3.2 Опис лабораторних ежекторних установок для інжекції повітря та вуглекислого газу.....	106
3.3 Програма і методика проведення експериментальних досліджень.....	111
3.4 Аналіз результатів лабораторних експериментальних досліджень.....	113
ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 3.....	133
РОЗДІЛ 4 ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ МІСЦЯ РОЗТАШУВАННЯ ЕЖЕКТОРА В СВЕРДЛОВИНІ ТА ЙОГО ПАРАМЕТРІВ.....	135
4.1 Вибір раціонального місця розміщення ежектора у свердловині та визначення його геометричних розмірів	135
4.2 Розробка перспективних конструкцій свердловинних струминних апаратів.....	145
ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 4.....	144
ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ВИСНОВКИ РОБОТИ.....	150
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	153
ДОДАТКИ.....	167

ВСТУП

Актуальність теми. В останні роки все гостріше постає питання забезпечення енергонезалежності України і, не в останню чергу, за рахунок підвищення надійності та ефективності видобування власних вуглеводнів.

При експлуатації нафтовидобувних свердловин штанговими насосами можливе виникнення таких ускладнень їх роботи:

- погіршення роботи насоса аж до зриву його подачі та зупинки видобування за наявної великої кількості вільного нафтового газу в свердловинній продукції;

- зниження динамічного рівня у свердловині, яке може спостерігатися при зростанні тиску нафтового газу в затрубному просторі, що має місце за відсутності його стравлювання у колекторну лінію.

Запобігти цим ускладненням можна шляхом встановлення вище динамічного рівня свердловини нафтогазового ежектора. У такому випадку робочий потік в ежекторі (свердловинний флюїд) захоплюватиме нафтовий газ із затрубного простору. Це дозволить отримати такі позитивні результати:

- корисно використати потенціальну енергію затрубного нафтового газу свердловини;

- стабілізувати роботу штангового насоса;

- уникнути коливання динамічного рівня у свердловині, що є небезпечним у випадку незначного занурення штангового насоса;

- полегшити підйом свердловинної продукції на поверхню за рахунок зменшення густини змішаного потоку після ежектора;

- зменшити навантаження на колону штанг, що у свою чергу дозволить продовжити термін їх експлуатації;

- зменшити споживання електроенергії і, відповідно, капіталовкладення на видобування нафти.

Особливо дана технологія може показати свою ефективність в умовах високого газовмісту в продукції свердловини та в регіонах з переважно низькими температурами навколишнього середовища.

Мета і задачі дослідження. Метою даної роботи є підвищення ефективності установок штангових насосів шляхом застосування нафтогазових ежекторів, встановлених вище динамічного рівня свердловин, при їх експлуатації нафтовидобувних свердловин. Сформульована мета роботи досягається через реалізацію таких задач:

- проведення аналізу наявного рівня розвитку та областей застосування ежекційних технологій в нафтогазовидобувній промисловості і відбір корисних теоретичних та експериментальних результатів для проведення власних досліджень;

- виконання теоретичних досліджень зі встановлення параметрів експлуатації штангового насоса та нафтогазового ежектора, отриманні рівнянь, що характеризують його роботу, та визначення критеріїв подібності при роботі ежектора у свердловині зі штанговим насосом;

- проведення експериментальних досліджень на прикладі водоповітряних та водогазових ежекторів з метою встановлення взаємозв'язку між їх геометричними та робочими параметрами і перевірка коректності отриманих рівнянь нафтогазових ежекторів;

- встановлення раціональних режимів сумісної експлуатації свердловинного штангового насоса (СШН) з ежектором та розробка його перспективних конструктивних схем.

Об'єкт дослідження. Процес видобування нафти свердловинним штанговим насосом при одночасному використанні ежекційних технологій.

Предмет дослідження. Параметри та закономірності при русі газорідинних сумішей в ежекторах і нафтових свердловинах як окремо, так і при їх сумісній роботі.

Методи дослідження включають в себе:

- аналіз умов та досвіду експлуатації ежекційних технологій в нафтогазовій галузі;

- використання методів прикладної математики, що реалізовані за допомогою комп'ютерних програм, при визначенні закону руху плунжера штангового насоса, розподілу тиску, температури і швидкості руху газорідинної суміші в свердловині, при визначенні низки параметрів під час роботи нафтогазового ежектора;

- використання ідеї гомогенності при русі газорідинної суміші в ежекторі та законів гідравліки та термодинаміки при отриманні рівнянь нафтогазових ежекторів;

- експериментальне дослідження роботи водоповітряних та водогазових ежекторів при змінній їх геометрії та змінних вхідних параметрах.

Наукова новизна полягає у розробці та вдосконаленні теоретичних та експериментальних досліджень у напрямку спільної експлуатації СШН та нафтогазових ежекторів. При цьому:

- вперше запропоновано конструкцію тандемної установки, що включає в себе СШН та нафтогазовий ежектор, встановлений вище динамічного рівня у нафтовій свердловині;

- удосконалено методологію розв'язання диференціальних рівнянь, що входять до методів Поеттмана-Карпентера та Баксендела, завдяки використанню числового методу Адамса-Крилова, що дало можливість підвищити точність розрахунку розподілу тиску та температури вздовж стовбура нафтової свердловини;

- вперше встановлено розподіл швидкості руху газорідинної суміші як вздовж стовбура нафтової свердловини, так і протягом одного циклу роботи штангового насоса;

- вперше одержано аналітичні залежності, які пов'язують між собою геометрію нафтогазових ежекторів, які встановлюються вище динамічного рівня у нафтовій свердловині, з параметрами свердловини на вході в ежектори та на виході з них;

– вперше розроблено методику, яка дозволяє встановити раціональне місце розташування ежектора у нафтовій свердловині, що експлуатується СШН, для забезпечення найменшого навантаження на колону штанг.

Практичне значення отриманих результатів. Використання розробленої методики визначення раціонального місця розташування ежектора у нафтовій свердловині дає можливість підібрати найбільш раціональний режим спільної експлуатації СШН та нафтогазового ежектора, при якому буде відбиратися весь нафтовий газ, що надходить до затрубного простору свердловини, та забезпечити максимально знижене навантаження на колону штанг.

Результати наукових досліджень сформульовані у вигляді методики розрахунку робочих параметрів свердловинної ежекційної системи, яка впроваджена в НГВУ «Долинанафтогаз» ПАТ «Укрнафта», та методики визначення раціонального місця розташування нафтогазових ежекторів у нафтових свердловинах, затвердженої НДПІ ПАТ «Укрнафта», а основні параметри конструкції ежектора запропонованої тандемної установки для свердловини 753-Д НГВУ «Долинанафтогаз» та місце установки у свердловині передані на впровадження.

Положення, що виносяться на захист.

1. Аналітичні залежності, які характеризують роботу нафтогазових ежекторів, і включають у себе як параметри нафтової свердловини, так і параметри самого ежектора, зокрема коефіцієнт інжекції, густину і тиск газорідинної суміші на його виході та інші.

2. Спосіб визначення раціонального місця розташування нафтогазових ежекторів у нафтових свердловинах, що експлуатуються штанговими насосами, виходячи із мінімізації навантаження на колону штанг і відбору всього нафтового газу із затрубного простору.

Особистий внесок здобувача. Основні наукові положення та результати, що становлять суть дисертації, були отримані автором самостійно. У публікаціях, написаних у співавторстві, здобувачеві належать: [72, 73] – розробка програм для розрахунку розподілу термобаричних параметрів у свердловині та використання

числового методу Адамса-Крилова при розв'язанні диференціальних рівнянь; [77] – встановлення зміни робочих параметрів водогазового ежектора в залежності від вибору газу для інжектваного потоку; [81] – використання повного рівняння фізичного процесу для отримання критеріїв подібності стендового зразка до реального свердловинного ежектора; [87, 88] – введення розділювача середовища, виконаного з центральним поздовжнім отвором, який охоплює штангу свердловинного насоса, та розташування ежектора у затрубному просторі; [97] – зміщення осі ежектора відносно насосно-компресорних труб та розроблення загального принципу конструктивного виконання свердловинного ежектора для експлуатації з штанговими свердловинними насосами.

Апробація роботи. Основні положення дисертаційної роботи доповідалися та обговорювалися на:

– міжнародній науково-практичній конференції «Техніка і прогресивні технології у нафтогазовій інженерії – 2012» (м. Івано-Франківськ, Україна) 05 – 07.11.2012 р.;

– обласній науково-практичній конференції «Вчені Прикарпаття – сталому розвитку краю» (м. Івано-Франківськ, Україна) 25 – 26.12.2012 р.;

– міжнародній науково-технічній конференції «Нафтогазова енергетика 2013» (м. Івано-Франківськ, Україна) 7 – 11.10.2013 р.;

– всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції «Сучасні технології у промисловому виробництві» (м. Суми, Україна) 22 – 25.04.2014 р.;

– міжнародній науково-практичній інтернет-конференції «Современные проблемы и пути их решения в науке, транспорте, производстве и образовании – 2014» 17 – 28.06.2014 р.;

– науковому семінарі кафедри нафтогазового обладнання ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ, 26.10.2015 р.

Публікації.

За темою дисертації опубліковано 14 наукових праць, із них 7 у фахових виданнях, 2 у наукометричних журналах з індексом цитування, 2 патенти на винахід і 1 на корисну модель та 3 одноосібні статті.

Структура і обсяг дисертації.

Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, списку використаних джерел, який містить 139 найменувань, додатків. Основна частина дисертаційної роботи викладена на 152 сторінках комп'ютерного набору і містить 53 рисунки і 6 таблиць. Повний обсяг дисертації складає 218 сторінок.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СУЧАСНОГО РІВНЯ РОЗВИТКУ ЕЖЕКЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НАФТОГАЗОВИХ СВЕРДЛОВИН

1.1 Дослідження досвіду застосування струминних апаратів при експлуатації свердловин

Більш як півстолітня історія застосування струминних апаратів у нафтогазовій промисловості переконливо свідчить про їх високу ефективність, можливість використання у таких технологічних ситуаціях, де інші технічні засоби використати неможливо. Географія застосування ежекційних технологій надзвичайно широка. Їх використовують в Австралії, Венесуелі, Індонезії, Канаді, Мексиці, Сполучених Штатах Америки фірми Боуен, Вілсон, Коуб, Нешнл, Гіберсон, компанії БП «Америка Продакшн», Union Oil Company of California, Shell Inde, Франції, Росії і Україні.

В Україні на даний час розробка та поширення струминних апаратів зосереджена в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу та ВАТ СП «Геотест» (м. Івано-Франківськ). Ще цілком недавно роботи по застосуванню свердловинних струминних апаратів виконувалися у Криворізькому гірничому інституті, Полтавському відділенню УкрНДГРІ, Донецькому політехнічному інституті, ВГО «Північ Укргеологія», ЦНДЛ ВО «Укрнафта» (м. Івано-Франківськ). В Росії науково-дослідні роботи з розробки ежекційних технологій сконцентровані у Російському державному університеті нафти і газу ім. Губкіна, Уфимському державному технічному університеті, ВНДІ нафта, НДПІ Морнафта, СіБНДІНП Північ НІПІГаз. Впровадження ежекційних технологій здійснюють ВАТ «Оренбургнафта», ВГО «Удмуртгеологія» та західносибірські компанії (Тюменська нафтова компанія, Сибірська Інноваційна Нафтова корпорація, Лукойл, ВАТ «Юганскнафтогаз», «Самотлорнафтогаз», «Сургутнафтогаз», «Юкос» та інші).

Немалий внесок у теорію та практику свердловинних ежекційних технологій здійснили українські науковці Яремійчук Р.С., Донець К.Г., Хомінець З.Д., Паневник О.В., Возний В.Р., Городівський О.В., Рошак Й.І. Питанням впровадження струминних насосів у нафтогазову справу присвячені роботи Абдулзаде Ф.А., Изатдуста Э.С., Мислюка М.А. Серед науковців Росії необхідно вказати на роботи Брудного-Челядінова С.Ю., Волкова А.С., Дем'янової Л.А., Коснирєва Б.А., Мавлютова М.Р., Міронова С.Д., Міщенко И.Т., Сазонова Ю.А., Султанова Б.З., Чорнобильського А.Г. Серед іноземних вчених відомі роботи Шоле Г., Петрі Х.Л., Вільсона П.М., Смарта Є.Є., Хеджеса К.Р., Хилла П.Ж.

1.1.1 Застосування нафтопромислових струминних насосів в процесі видобування нафти

В 1946 р. ВНДІнафта запроектував струминний насос для добування нафти із свердловин. Навіть були проведені випробування струминного насоса на одному із промислів Казахстаннафти на неглибокій свердловині (біля 200 м) [54]. Але широке застосування струминних насосів почалося лише у 1958 році в Азербайджані. Для промивки піщаних відкладень у нафтових свердловинах було створено пересувний комплекс наземного і свердловинного обладнання, основними елементами якого були струминний насос з гідромоніторною насадкою і дворядний ліфт. Авторами розробки і методики розрахунку струминного насоса для розмиву піщаних відкладень і підйому пульпи були А.А. Богданов і З.С. Помазкова [18, 64, 104].

Аналіз роботи установок на промислах показав, що їх застосування має низку суттєвих переваг у порівнянні з ліквідацією відкладень промиванням і очищенням желонкою, а саме:

- відсутність поглинання промивної рідини пластом;
- скорочення періоду освоєння свердловини після ремонту;
- час ліквідації відкладень скорочувався в середньому в 2,5 – 3 рази;

– свердловини, в яких відкладення ліквідувались з допомогою струминного насоса, зразу ж після пуску в експлуатацію працювали у нормальному експлуатаційному режимі. Завдяки цьому скорочувались матеріальні витрати на ремонт свердловин [18, 54, 104].

В кінці 70-х років минулого століття в інституті «Гипротюменьнефтегаз» проводились інтенсивні роботи з проектування та застосування струминних апаратів для експлуатації нафтових свердловин [127]. Проведені промислові випробування показали, що коефіцієнт корисної дії (ККД) цих насосів може бути навіть вищі ніж ККД електровідцентрових насосів (ЕВН). Подача цих насосів навіть більша ніж ЕВН, СШН і гідропоршневих насосів (ГПН). Крім того, встановлено щовони мають достатньо високу довговічність (на свердловині 407 Усть-Баликського нафтового родовища струминний насос пропрацював протягом двох років без помітного зносу його деталей), малі розміри, просту та надійну конструкцію, а також здатні працювати у складних умовах (високі температури, хімічно- і абразивно-активні середовища, велика обводненість і газовміст у продукті свердловини).

На початку 80-х років минулого століття в ЦНЛ ВО «Укрнафта» були проведені роботи зі створення зануреного стаціонарного струминного насоса, придатного для роботи в ускладнених умовах. У цьому насосі подача робочої рідини здійснюється затрубним простором. Насос встановлюється на колоно насосно-компресорних труб(НКТ). Робоча рідина попадає в насос через радіальні канали в нижній його частині. Між експлуатаційною колоною і колоною НКТ встановлено пакер. Інжектвана рідина відсмоктується через осьові канали [58].

Було отримано успішний досвід застосування водо- і газоструминних насосів як ініціаторів фонтанування у напівфонтануючих свердловинах і свердловинах, які перестали фонтанувати (свердл. 288, 244, 321, 347 – Долина, 52 – Бугреватовська, 52 – Анастасієвська, 8 – Суходоловська). Після недовготривалої роботи струминного насоса припиняється подача робочого агента і свердловина починає фонтанувати через струминний насос, який при цьому виконує роль вибійного штуцера.

Для розробки конструкцій струминних насосів, які придатні для експлуатації свердловин з ускладненими умовами необхідна була значна дослідницька робота. На початку 80-х років у МИНХ і ГП ім. І.М. Губкіна І.Т. Міщенком і С.Д. Міроновим проведені теоретичні і експериментальні дослідження працездатності струминних апаратів при інжектуванні газорідних сумішей, а також високов'язких рідин [59, 60, 61]. Лабораторними і напівпромисловими експериментальними дослідженнями встановлено, що зі збільшенням об'єму газу у свердловинній рідині, параметри роботи струминного насоса погіршуються. Але, крім того, збільшення вмісту газу в інжектваній рідині приводить до зменшення і припинення кавітації у струминному насосі.

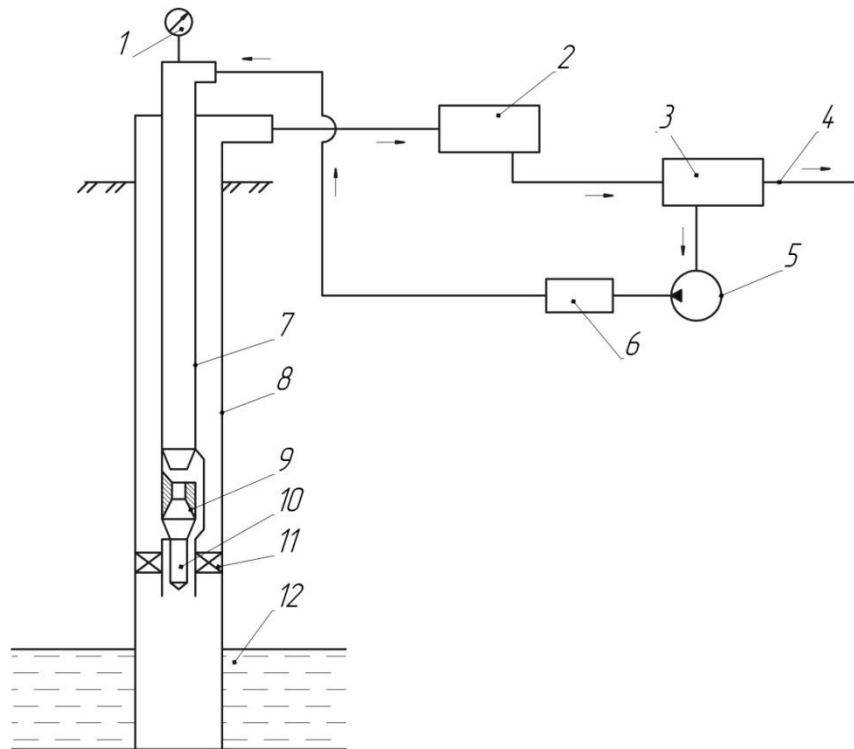
Як зазначено у роботі [117], у Самотлорському НГДУ № 1 ОАО «Самотлорнефтегаз», починаючи з 1994 р., ведеться експлуатація проблемних низькодебітних свердловин установками пакерних гідроструминних насосів з приводом від наземних силових станцій. При цьому робоча рідина нагнітається по колоні НКТ, а змішаний потік піднімається по затрубному простору між колоною НКТ і експлуатаційною колоною (рис. 1.1).

Це викликає цілу низку ускладнень, пов'язаних з корозією, зношенням колони, випаданням відкладень парафіну, солей, тощо. Недивлячись на це пакерна схема гідроструминної експлуатації ведеться на 115 свердловинах ОАО «Самотлорнефтегаз».

За результатами проведених промислових випробувань свердловин Самотлорського родовища автори роботи [117] прийшли до висновку, що схема експлуатації пакерними гідроструминними установками вичерпала свої можливості. Перспективи подальшого розвитку гідроструминної експлуатації нафтових свердловин, у першу чергу, пов'язані з безпакерною компоновкою струминного апарата. На рис. 1.2 зображена схема безпакерної установки гідроструминного насоса з дворядним ліфтом.

При роботі установки робоча рідина нагнітається по колоні НКТ 1,5" в сопло струминного апарата, який інjektує продукцію пласта на поверхню по

кільцевому простору між колонами НКТ 1,5" і НКТ 3". У деяких випадках можна використати колони НКТ 2 " і НКТ 4".

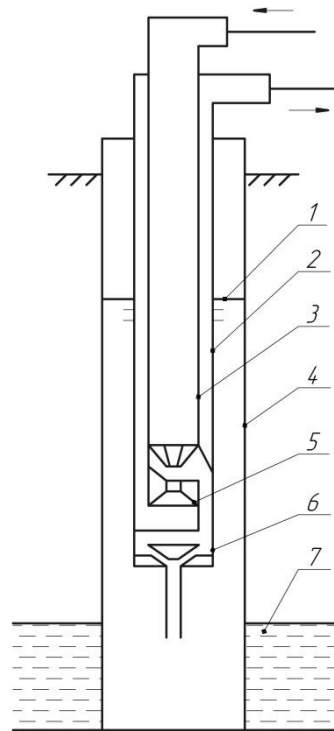


1 – манометр для вимірювання тиску робочої рідини; 2 – ГЗУ «Супутник»; 3 – сепаратор наземної станції; 4 – викидна лінія; 5 – насосний блок; 6 – витратомір робочої рідини; 7– колонна НКТ; 8 – експлуатаційна колонна; 9 – струминний насос; 10 – глибинний манометр; 11 – пакер; 12 – пласт;

Рисунок 1.1 – Схема промислової установки, обладнаної гідроструминними насосами

Випробування безпакерної компоновки гідроструминного насоса з дворядним ліфтом були проведені на свердловинах Самотлорського родовища [69]. Результати випробувань безпакерної компоновки установок струминних насосів показали, що суттєво зростає дебіт свердловин при одночасному зменшенні витрати робочої рідини (свердловина № 261 цього родовища до впровадження нової технології мала дебіт 17 м³/доб. при витраті робочого агента 85 м³/доб., а після впровадження цієї технології дебіт свердловини зріс до 31 м³/доб. при витраті робочого агента 73,4 м³/доб.).

У Російській Федерації величезна кількість свердловин експлуатується установками електровідцентрових насосів (УЕВН). При експлуатації свердловин цими насосами часто виникає зрив подачі. Причиною цього явища є збільшення тиску в затрубному просторі [14]. Затрубний простір з'єднується з колекторною лінією перепускним клапаном, який відкривається, коли тиск у затрубному просторі більший тиску у колекторній лінії. При невеликому вмісті вологи у продукції свердловини перепускний клапан замерзає, динамічний рівень опускається нижче всмоктувальної частини насоса, відбувається зрив подачі насоса. Зрив подачі насоса може відбуватися і з іншої причини, а саме через зниження густини газорідної суміші на всмоктуванні насоса нижче критичної, що обумовлюється газом, який накопичується в затрубному просторі.



1 – динамічний рівень; 2 – колона НКТ 7,6 см; 3 – колона НКТ 3,8 см; 4 – експлуатаційна колона; 5 – струминний насос; 6 – зворотний клапан; 7 – пласт

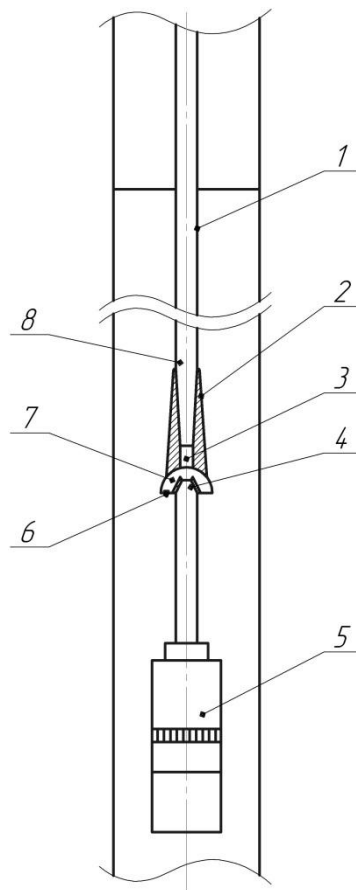
Рисунок 1.2 – Схема безпакерної установки гідроструминного насоса з дворядним ліфтом

Автором роботи [14] запропоновано рідинногазовий ежектор (РГЕ), який встановлюється вище динамічного рівня у свердловині між двома трубами НКТ.

Між РГЕ і затрубним простором є клапан, який відкривається коли тиск у затрубному просторі вищий ніж у приймальній камері ежектора. Ежектори були випробувані у свердловинах 107 і 3081 Приобського родовища. Застосування ежекторних пристроїв дозволило стабілізувати роботу і збільшити міжремонтний період ЕВН.

Ще у 1968 р. у МИНХ і ГП ім. І.М. Губкіна І.Т. Міщенко запропонував схему тандемної установки «УЕВН – струминний насос», яка призначалася для підвищення ефективності і оптимізації підйому рідини максимально використовуючи енергію газу [13]. В 1974 році у НГДУ «Юганскнефть» була випробувана установка струминного насоса (СН) з глибинним приводом від ЕВН. Випробування показали високу ефективність вказаної установки для підйому рідини із високодебітних нафтових свердловин [64]. Ю.А. Цепляев [126] показав, що за енергетичними характеристиками установка «ЕВН – СН» може не поступатися УЕВН. У деяких випадках ККД установки «ЕВН – СН» може бути навіть вищим, ніж ККД тільки УЕВН. Це важливе положення пов'язане з тим, що підвищується гідравлічний ККД установки через відсутність гідравлічних втрат при транспортуванні рідини з поверхні (від силового поверхневого приводу), а також завдяки більш повному і ефективному використанню у процесі підйому рідини природної енергії вільного газу.

На рис. 1.3 зображена принципова схема тандемної установки «ЕВН – СН». Струминний насос тандемної установки знаходиться між двома трубами НКТ вище ЕВН. Продукція свердловини (робочий потік) нагнітається ЕВН на вхід СН. В результаті її проходження через сопло СН знижується тиск у його приймальній камері і газоводонафтова суміш (інжектований потік) із затрубного простору через зворотний клапан потрапляє у насос. А далі обидва потоки із приймальної камери надходять у камеру змішування, де відбувається їх перемішування, зменшення швидкості руху і зростання тиску. В дифузорі струминного насоса відбувається подальше зниження швидкості руху і зростання тиску змішаного потоку.



1 – колона НКТ; 2 – корпус струминного насоса; 3 – камера змішування; 4 – сопло;
5 – занурений агрегат УЕВН; 6 – зворотний клапан; 7 – приймальна камера; 8 – дифузор

Рисунок 1.3 – Принципова схема тандемної установки «ЕВН – СН»

При розробленні принципів схем тандемних установок «ЕВН – СН» приймалися до уваги такі вимоги [64]:

1. Можливість збільшення відбору продукції із видобувних свердловин.
2. Максимальне використання енергії вільного нафтового газу, який потрапляє у насос, для підйому рідини із свердловини.
3. Підвищення ККД установки та спрощення її конструкції зі струминним насосом.

Протягом 1990 – 1995 рр. на родовищах Західного Сибіру проводились випробування тандемних установок «ЕВН – СН». На 41 свердловині Самотлорського родовища перехід вказаних свердловин на експлуатацію тандемними установками дозволив додатково добути біля 385 м³/доб. нафти, або біля 9,5 м³/доб. на одну свердловину, що вказує на високу ефективність [64].

Авторами роботи [66] досліджувалася аналогічна тандемна установка, але на основі СШН та ежектора. Вони запропонували здійснювати інжекцію газу із затрубного простору завдяки кільцевому каналу достатньо малої площі, який утворюється між отвором сопла і штангою, щоб забезпечити необхідну кількість продукції для підсмоктування газу. З їхніх розрахунків виявилось, що радіальний зазор такого кільцевого простору повинен знаходитися у межах від 0,15 до 0,9 мм, а його довжина повинна не перевищувати 50 см. Конструктивно виконати таке звуження є досить проблематично, що робить дану конструкцію майже непридатною до практичного використання. Саме тому автори пропонують використовувати звичайний струминний апарат, який би розташовувався за межами колони НКТ.

В роботі [37] йдеться про дослідно-промислове впровадження тандемних установок в НГДУ «Федоровскнефть» АО «Сургутнефтегаз». Вказується, що в технології «Тандем» небажане явище фонтанування по затрубному простору усувається завдяки тому, що струминний апарат інжектуює в колону НКТ велику частину виділеного сепаратором вільного газу (у склад установки крім ЕВН і СН входить газосепаратор), який виконує корисну роботу з підйому рідини.

У практиці експлуатації нафтових свердловин зустрічаються випадки, коли експлуатувати свердловину в звичайному режимі, за якого газ із затрубного простору перепускається через зворотний клапан у колекторну лінію, неможливо. Саме такий випадок мав місце на Покровському нафтовому родовищі (Росія) [56]. Експлуатація свердловин цього родовища установками ЕВН була пов'язана з ускладнюючими факторами. До них відносяться високий устьовий тиск (до 4 МПа і більше) при відносно низьких пластових тисках (7 – 10 МПа на глибинах біля 1700 м). В результаті цього дуже тяжко було створити необхідну депресію на пласт без загрози зриву подачі ЕВН при низьких динамічних рівнях.

Вихід із цього становища було знайдено завдяки впровадженню насосно-ежекторної системи «Тандем» для відбору газу із затрубного простору свердловини. На рис. 1.4 схематично зображено застосування технології «Тандем – 4» для видобування нафти.

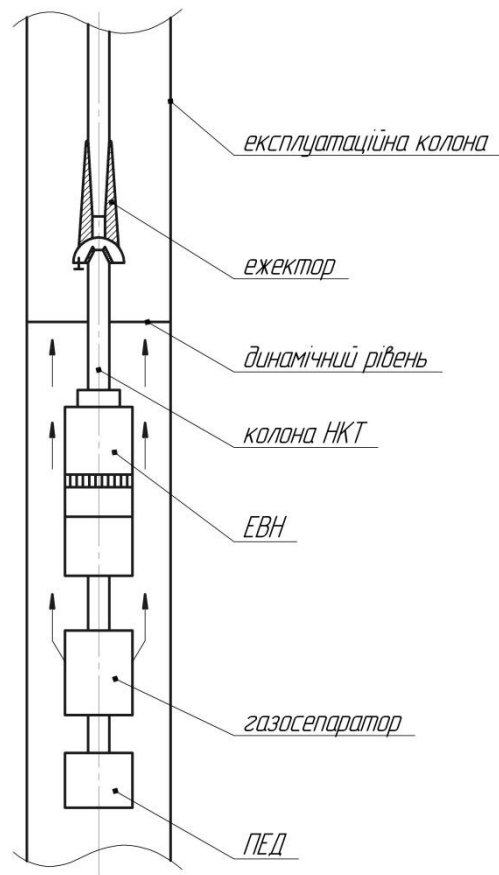


Рисунок 1.4 – Схема застосування технології «Тандем – 4» для видобування нафти

Ежектор на свердловині 631 цього родовища було встановлено на глибині 50 м, затрубний простір був постійно закритим. Дебіт свердловини по рідині складав $98 \text{ м}^3/\text{доб}$. при динамічному рівні 1203 м, устьовому тиску 3,8 МПа і затрубному тиску 1 МПа. Насосно-ежекторна система пропрацювала без відмов протягом 514 діб.

Одним із ускладнюючих факторів при експлуатації свердловин ООО «РН – Юганскнефтегаз» (Росія), який суттєво ускладнює видобування нафти заглибними УЕВН, є негерметичність експлуатаційної колони свердловини. Негерметичність експлуатаційної колони спричиняє перетікання води із водоносних пластів, розміщених вище, у свердловину, а також існує імовірність забруднення водоносних горизонтів свердловинною продукцією.

Для розв'язання проблеми експлуатації свердловин з негерметичною експлуатаційною колоною була запропонована схема із застосуванням УЕВН –

СН та спеціального пакера (рис. 1.5) [56]. Вперше ця технологія була реалізована на свердловині №1429/29 Усть-Баликського родовища (ООО «РН – Юганскнефтегаз»). Негерметичність на цій свердловині була виявлена в інтервалі 780 – 820 м. Глибина опускання ЕВН становила 2360 м, а глибина розміщення спеціального пакера – 1602 м. Протягом 514 діб роботи УЕВН працювала у стандартному режимі з однією зупинкою для ліквідації несправності електричного кабелю. За цей час було видобуто 6990 т нафти.

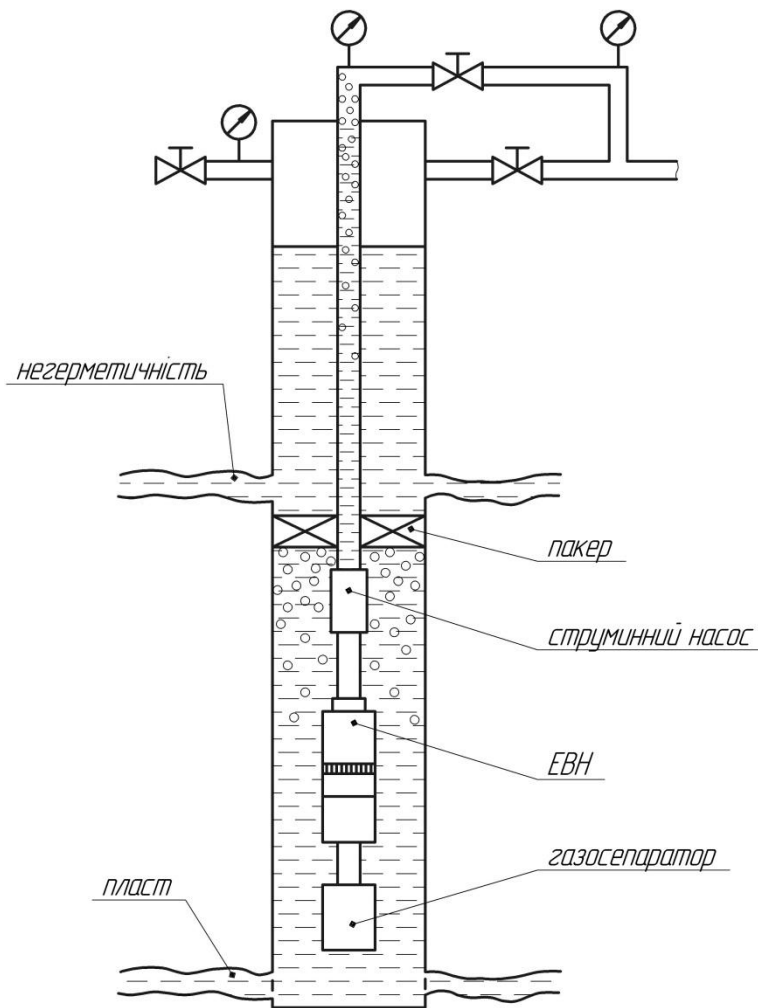


Рисунок 1.5 – Схема застосування технології «Тандем – 4» з пакером для видобування нафти із свердловин з негерметичною експлуатаційною колоною

В роботі [112] йдеться про конструкції установок свердловинних струминних насосів і їх застосування при видобуванні нафти у США. Вказано, що на кінець 1980-х років у США більше половини свердловин, обладнаних гідравлічними насосними установками, експлуатувалися струминними насосами.

Однак у цих насосах при прийомі рідини з великим вмістом вільного газу з метою уникнення кавітації необхідний більш високий тиск у порівнянні зі звичайними насосами. У США струминні насоси випускають фірми Kobe, National, Guiberson.

Зарубіжні гідравлічні насосні системи мають у своєму складі наземне обладнання (резервуар з робочою рідиною, обладнання для очищення цієї рідини, насос високого тиску для подачі її у свердловину, устьову арматуру) і свердловинне обладнання, в тому числі і свердловинний струминний насос.

Якщо площа поперечного перерізу сопла складає 60% від площі камери змішування, то такий насос розвиває порівняно високий напір і його встановлюють на глибокій свердловині. Струминні насоси, які випускають вказані фірми, мають ККД приблизно 33 % при подачі $Q=110 \text{ м}^3/\text{доб}$. Фірми Kobe, National випускають струминні насоси, в яких площа поперечних перерізів сопел і горловин зростають у геометричній прогресії (знаменник прогресії відповідно дорівнює $10^{1/9}=1,29155$, $4/\pi=1,27324$). Насоси фірми Guiberson мають більш широкий діапазон конструктивних розмірів. Відношення площ поперечних перерізів сопла і камери змішування струминних насосів мають такі значення: у фірми Kobe $S_c/S_r=0,4$, а у фірми National $S_c/S_r=0,383$. Фірма National випускає гідравлічні струминні насосні системи, які призначені для роботи у свердловинах зі складними умовами експлуатації. Струминні установки у США використовують зразу після закінчення фонтанування свердловини або при зниженні її дебіта.

В роботі [119] йдеться про застосування струминних насосів для добування нафти у віддалених районах. Автори цієї роботи розказують про застосування струминних насосів на нафтових родовищах Індонезії. Вони відмічають, що вдалося значно покращити показники експлуатації свердловини завдяки застосуванню струминних насосів, які не вимагають значного догляду.

Велике значення для розробки нових перспективних конструкцій струминних насосних установок і їх застосування для видобутку нафти має винахідницька діяльність. У роботах [6, 7, 11] дається опис свердловинних струминних насосних установок, призначених для видобутку нафти. Крім того,

кожна із запропонованих установок забезпечує ще і вирішення додаткової технологічної операції чи суттєве покращання певних її якостей, а саме: додаткову перфорацію свердловини при значному зниженні її дебіту, при необхідності зупинки свердловини [6], підвищення ККД установки [7], спрощення процесу герметизації свердловини [11], зменшення гідравлічних втрат, підвищення корозійної стійкості за рахунок використання спеціальних полімерних матеріалів.

1.1.2 Застосування газопромислових свердловинних струминних насосів

Газоструминні апарати (ежектори) застосовуються на газових промислах. Г.А. Абрамович у своїй роботі [1] вказує, що прикладом вдалого використання ежекторів є газозбірні мережі. Свердловини природного газу, що розміщені в одному районі, мають у більшості випадків газ різного тиску. Якщо підключити їх у загальну магістраль, то тиск у магістралі необхідно зменшити дещо нижче тиску самої низьконапірної свердловини. Витрата газу із низьконапірних свердловин буде незначною з причини малого перепаду тисків, а енергія тиску газу із високо напірних свердловин буде даремно тратитися при його розширенні (дроселюванні) до тиску в загальній магістралі. Для ефективного використання енергії всіх свердловин доцільно низьконапірні свердловини підключити у загальну магістраль за допомогою ежектора, в якому тиск низьконапірного газу підвищується за рахунок енергії деякої частини газу високонапірних свердловин. Ежектор у цьому випадку є компресором. У такий спосіб вдається одночасно підвищити тиск газу в магістралі, збільшити продуктивність низьконапірних свердловин і підключити в мережу такі свердловини, які із-за низького напору не вигідно використовувати при простому об'єднанні у загальну мережу.

Вдалим прикладом такого підходу до використання енергії свердловин є застосування двох ежекторів на Кегічевському родовищі, яке дозволило у 1974 –

1975 рр. додатково одержати біля 150 млн. м³ газу і 582 т газового конденсату [125].

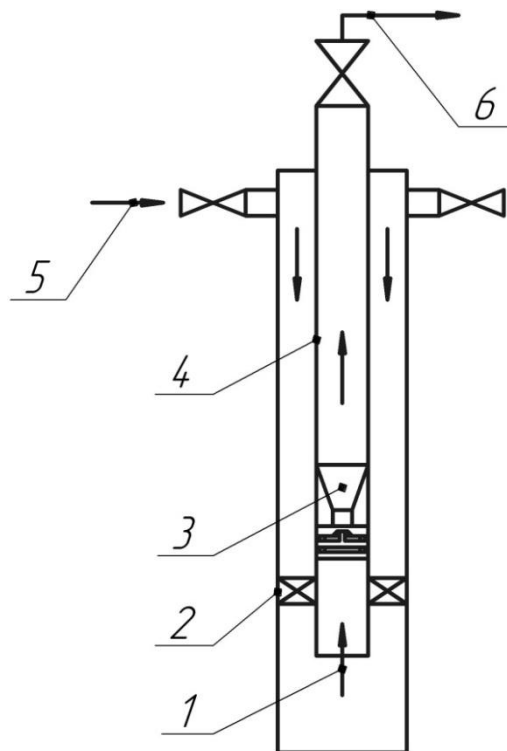
За допомогою цих ежекторних установок використовувалась енергія газу з більш високим тиском із свердловин горизонту мідянистих піщаників для підвищення тиску газу із покладу верхнеангідритового горизонту. Таким чином, відбувався процес компримування газу низьконапірних свердловин газом із свердловин з більш високим тиском (7,3–7,8МПа).

На завершальній стадії розробки газоконденсатних родовищ одним із найбільш прийнятних способів експлуатації низькодебітних свердловин є газліфт. Але застосування газліфтного способу експлуатації можливе лише до певного граничного значення пластового тиску [42]. Якщо пластовий тиск у процесі розробки досягає значення, яке дорівнює сумі устьового тиску, втрат тиску на тертя і втрат гідростатичного тиску, то експлуатація свердловин за допомогою газліфта стає неможливою за будь-якої витрати робочого агента.

За таких умов встановлення струминного апарата у нижній частині ліфтової колони (рис. 1.6) з використанням газу високого тиску як робочого агента є, на думку авторів роботи [42], напевно єдиною можливим способом продовження терміну експлуатації низькодебітних газоконденсатних свердловин.

Такий метод експлуатації свердловин не один рік застосовувався на низькодебітних свердловинах Вуктильського газоконденсатного родовища і підтвердив свою працездатність і перспективність. При цьому було спроектовано і виготовлено двофазний струминний апарат з підвищеним коефіцієнтом інжекції (до 0,55), який опускається у свердловину і піднімається на поверхню без підйому ліфтових труб. У струминному апараті є два сопла: основне і допоміжне. Активне середовище (газ) подається міжтрубним простором. У нижній частині ліфтової колони є отвори, через які він надходить в насос.

Застосування ежекторів при видобуванні газу на північному заході штату Нью-Мексіко та південному заході Колорадо описується у роботі [45]. Завдяки ежекційній технології вдалося продовжити термін експлуатації 17 старіючим метановим свердловинам.



1 – пластовий флюїд; 2 – пакер; 3– двофазний струминний апарат; 4 – ліфтова колона; 5 – потік енергетичного (робочого) газу; 6 – відбір продукції свердловини

Рисунок 1.6 – Схема застосування двофазного струминного апарата

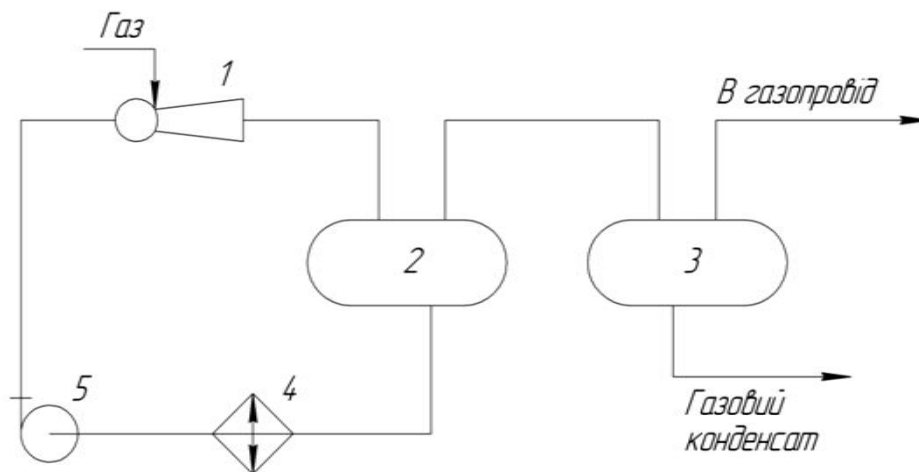
З метою підвищення ефективності підйому конденсату і газу при експлуатації газоконденсатних свердловин у роботі [91] дається опис багатосоплового струминного апарата, в якому активні і пасивні сопла розміщені колом коаксіально так, що чергуються радіусами. Активні сопла виконані у вигляді осьових отворів, рівномірно розміщених по діаметру кола. Кожен ряд сопел має розподілювальну камеру, яка з'єднана із загальною камерою всмоктування, а пасивні сопла виконані у вигляді кільцевих проточок, які з'єднані з підводом пасивного середовища радіальними отворами.

1.1.3 Застосування ежекційних систем для збору нафти і газу

У нафтогазовидобувних системах одним із найбільш економічно вигідних методів утилізації низьконапірного нафтового газу є встановлення струминних апаратів (ежекторів, інжекторів, струминних компресорів та ін.) [22]. Найчастіше струминні компресори використовують як газові ежектори, в яких

низьконапірний газ стискається завдяки надлишковій енергії високонапірного середовища (потіку нафти чи газу). При цьому особливий інтерес полягає у стисненні газу потоком дегазованої або газонасиченої нафти [46]. У нафтогазовій промисловості зустрічається використання насосно-ежекторних установок (НЕУ) разом із рідинногазовим ежектором (РГЕ) [33, 107]. Принципова схема НЕУ зображена на рис. 1.7.

Реалізація насосно-ежекторного способу для збору та компримування нафтового газу в нафтогазовій промисловості стала можливою завдяки розробці РГЕ, ККД якого перевищує 0,4, що досягається оптимізацією геометричних параметрів ежектора. Загалом насосно-ежекторний варіант має суттєву перевагу в плані зниження капіталовкладень і термінів окупності при практично однакових об'ємах утилізації низьконапірного супутнього газу.



1 – РГЕ; 2, 3 – газорідний та газований сепаратори відповідно; 4 – теплообмінник; 5 – насос

Рисунок 1.7 – Принципова схема НЕУ

Оскільки при інжектуванні спостерігається різке падіння температури, то струминні апарати можуть застосовуватися при низькотемпературній сепарації газів [22]. Але однією із серйозних проблем є попередження закупорювання проточної частини ежектора гідратами та льодом [22, 23]. Для її вирішення найефективнішим є застосування теплових установок, хоча допускається введення в потік газу метанолу чи водного розчину хлористого кальцію.

Ежектори також знайшли застосування у системі, що дозволяє повертати газ від дегазації конденсату в магістральний газопровід [105]. Суть даного способу полягає в тому, що штуцер у вузлі дроселювання газу високого тиску установок низькотемпературної сепарації замінюється на високошвидкісний ежектор.

В Краснодарському політехнічному інституті були проведені дослідження в області застосування ежекторів для транспортування супутнього газу [46].

Рідинно-газові ежектори можуть також працювати на дотискуючих насосних станціях (ДНС) для ліквідації втрат нафтового газу [109]. Установа, обладнана РГЕ, була встановлена на ДНС Мочаліївського родовища НГВУ «Кінельнафти» без заміни існуючого обладнання, а проведені дослідження показали стійкість та надійність її роботи у широких інтервалах експлуатаційних параметрів.

Рідинно-струминні компресори (ежектори) можуть входити у комплектацію дотискуючої струминної установки (ДСУ), що використовується в однотрубних системах збору для скорочення втрат нафтового газу [32]. Вперше така ДСУ була побудована в 1987 р. на Малодівицькому родовищі НГДУ «Чернігівнафтогаз».

Для утилізації нафтового газу із кінцевих ступенів сепарації та сировинних резервуарів використовують насосно-ежекторні установки (НЕУ), в конструкцію яких входять високопродуктивні РГЕ [36]. Збір і компримування нафтового газу за допомогою НЕУ здійснюється в цеху підготовки та перекачування нафти (ЦППН). І хоча спосіб відкачування газу рідинно-газовими ежекторами в нафтовій промисловості не використовувався в наслідок низького ККД ежекторів (до 20 %), в результаті проведеної оптимізації конструктивних і геометричних параметрів вдалося підвищити ККД РГЕ до 40 % [35]. Такий спосіб утилізації реалізований на Пасічнянській ділянці НГВУ «Надвірнанафтогаз».

За допомогою рідинних ежекторів насосно-ежекторних станцій (НЕС) низьконапірний супутній газ відбирається із сепараторів та інших апаратів системи підготовки нафти, компримується і після сепарації від рідинного робочого агента закачується в колектори для транспортування [34].

Загалом фахівцями ІФНТУНГ було розроблено ряд конструкцій, що відносяться до покращення показників насосно-ежекторних установок [8, 9, 10, 12]. Зокрема автори винаходу [8] запропонували конструкцію НЕУ, що дозволяє знизити енергозатрати на пуск ежектора при надлишковому тиску на його виході за рахунок підключення лінії газу низького тиску до сепаратора і лінії газу високого тиску. Також була розроблена насосна установка такої конструкції, що її загальний ККД підвищується шляхом з'єднання виходу РГЕ з сепаратором і встановлення запірного органу на вході додаткового насоса [9]. Городівським А.В., Рошаком І.І., Кириленком В.Н. та Городівським Л.В. запропоновано НЕУ, що передбачає збільшення продуктивності установки завдяки більш раціональному використанню її енергетичних ресурсів, тобто встановлення теплообмінника на лінії відводу рідини і через патрубок підводу пасивного середовища ежектора до вихідного сепаратора [10]. З метою підвищення надійності роботи НЕУ Городівським А.В., Рошаком І.І. і Городівським Л.В. розроблено конструкцію установки з проміжним сепаратором, оснащеним патрубками відводу газоподібного та рідинного середовищ [12].

1.1.4 Застосування ежекційних систем для інтенсифікації методів нафтовилучення

Одним із дієвих методів впливу на свердловинну привибійну зону з метою збільшення її проникності є метод створення багаторазових миттєвих депресій і репресій на пласт [3, 118, 129]. Цей метод дозволяє відновити фільтраційні властивості порід шляхом впливу на привибійну зону пласта циклічно повторюваними змінними тисками, чергуючи різко створені глибокі депресії з їх вирівнюванням до пластового тиску, або депресії з репресіями. Особливістю технології є те, що вона дозволяє створювати задану депресію на пласт при необхідності управляти її значенням та тривалістю, багаторазово повторювати цикли депресія-репресія на пласт [128]. У порівнянні з іншими технічними

способами виклику притоку нафти із пласта струминні насоси мають суттєві переваги [124].

Підвищити ефективність методу миттєвих циклових депресій (МЦД) можна суттєво скоротивши час передачі імпульсів тиску в підпакерну зону [3].

В ІФНТУНГ були розроблені конструкції стаціонарних струминних апаратів (УОС-1 і УОС-1М), вставних струминних апаратів (УЕОС-1), а також апаратів з супутніми робочими потоками (УСПД-1) для методу МЦД [106, 118]. Струминний апарат УСПД-1 дозволяє суміщати різні види впливу на пласт (кислотний, термокислотний, обробка ПАР) з впливом МЦД, а також перевіряти на герметичність.

В Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу розроблена технологія виклику притоку з очищенням привибійної зони пласта з використанням струминних апаратів, що дозволяє контролювати фільтраційні властивості порід [128].

Використання струминних апаратів забезпечує достатньо високу якість освоєння свердловин та інтенсифікацію притоку флюїду за рахунок глибокого дренавання привибійної зони і її очищення від продуктів буріння [50]. Тому з цією метою на Єрмаковському родовищі ЗАТ «Сибірнафтопроект» використовуються установки на базі струминного насоса типу УЕП-1, що використовує технічну воду як робочий агент.

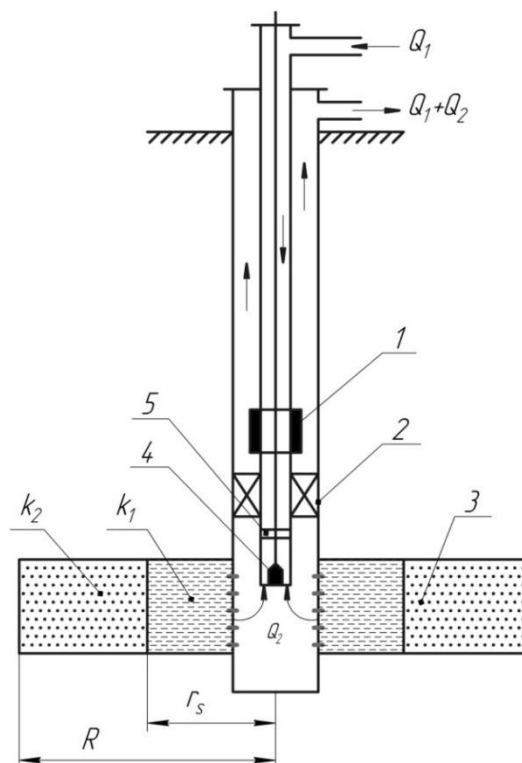
У випадку, коли в пластовому флюїді є великий вміст газу чи піску струминні насоси показали свою високу працездатність та ефективність у порівнянні з іншими методами інтенсифікації нафтовилучення [124].

Була розроблена конструкція ежекторного багатофункціонального пластового дослідника (ЕБПД), який може використовуватися як для пошукових та розвідувальних свердловин на стадії первинного розкриття геологічних об'єктів так і для освоєння свердловин при регульованому вибійному тискові [124]. Дана технологія дозволяє підвищити точність оцінки геолого-промислової ефективності пласта, уникнути пропусків продуктивних горизонтів, своєчасно

прийняти рішення про доцільність дослідження деяких об'єктів після зміцнення стінок свердловини, не допустити буріння зайвих свердловин.

Режим багатократних миттєвих депресій і репресій на пласт легко суміщається з кислотною обробкою пласта [129]. В Україні цю технологію почали застосовувати у свердловинах, що експлуатують родовища на пізній стадії розробки з низькими пластовими тисками, але вона не забезпечує отримання таких дебітів, які б виправдовували витрачені кошти. З досвіду Росії з впровадження даного методу бачимо, що найбільша ефективність спостерігається на стадії освоєння свердловин після закінчення буріння.

В роботі [49] запропонована ідея визначення фільтраційних параметрів пласта із замірів вибійного тиску та дебіту при освоєнні свердловин ежекторними установками, які дозволяють генерувати вибійні депресії будь-якої часової залежності. Схема для виклику притоку, суміщеного з оцінкою фільтраційних характеристик зонально-неоднорідного пласта представлена на рис. 1.8.



1 – ежекторний насос; 2 – пакер; 3 – зонально-неоднорідний пласт; 4 – свердловинний прилад;

5 – зворотний клапан

Рисунок 1. 8 – Схема виклику притоку, суміщеного з оцінкою фільтраційних характеристик зонально-неоднорідного пласта

Струминні апарати можна також використати для:

- керованого зниження тиску на вибій свердловини при повторному розкритті пласта перфорацією;
- створення певної величини депресії на пласт при виклику притоку;
- видалення продуктів реакції кислоти з породою в результаті створення в заданий проміжок часу потрібної депресії;
- багатоциклового дослідження пристовбурової зони пласта для виявлення його характеризуючих параметрів [106].

Отже, для реалізації методу інтенсифікації нафтовилучення було запропоновано низку конструкцій струминних апаратів, які можуть працювати на нафтових родовищах на стадії розкриття, освоєння, дослідження та експлуатації пластів [89, 90, 92 – 96]. Насосно-ежекторна свердловинна імпульсна установка [93], що дозволяє здійснювати обробку привибійної зони пласта гідроімпульсами робочого середовища, має в своїй конструкції мультиплікатор тиску, який при обробці ступінчасто або плавно переміщується свердловиною, підвищуючи її дебіт. Також запропоновано свердловинну насосну установку [90], яка проводить освоєння свердловин, виходячи із обставин, що склалися, та умов як прямої, так і зворотної промивки при одноразовому її опусканні, одному технологічному процесі без зупинки свердловини і без підйому колони НКТ.

1.2 Узагальнення конструкцій нафтогазопромислових струминних апаратів

Струминні апарати, як це впливає із викладеного вище, мають широке застосування у нафто-, газовидобуванні, системах збору нафти і газу, у системах дослідження та інтенсифікації нафтовилучення із пластів. Крім того, ежекційні системи знаходять зараз широке використання у різноманітних технологіях, пов'язаних з бурінням нафтових та газових свердловин, про що свідчать численні наукові і прикладні публікації [26, 28, 29, 44, 68, 70, 71, 74 – 76, 78 – 80, 82 – 86, 110, 130].

Освоєння та дослідження свердловин – найбільш поширена область застосування струминних насосів, які можуть створювати депресії на продуктивний пласт, здійснювати пряме і місцеве промивання та аерацію розчину [83].

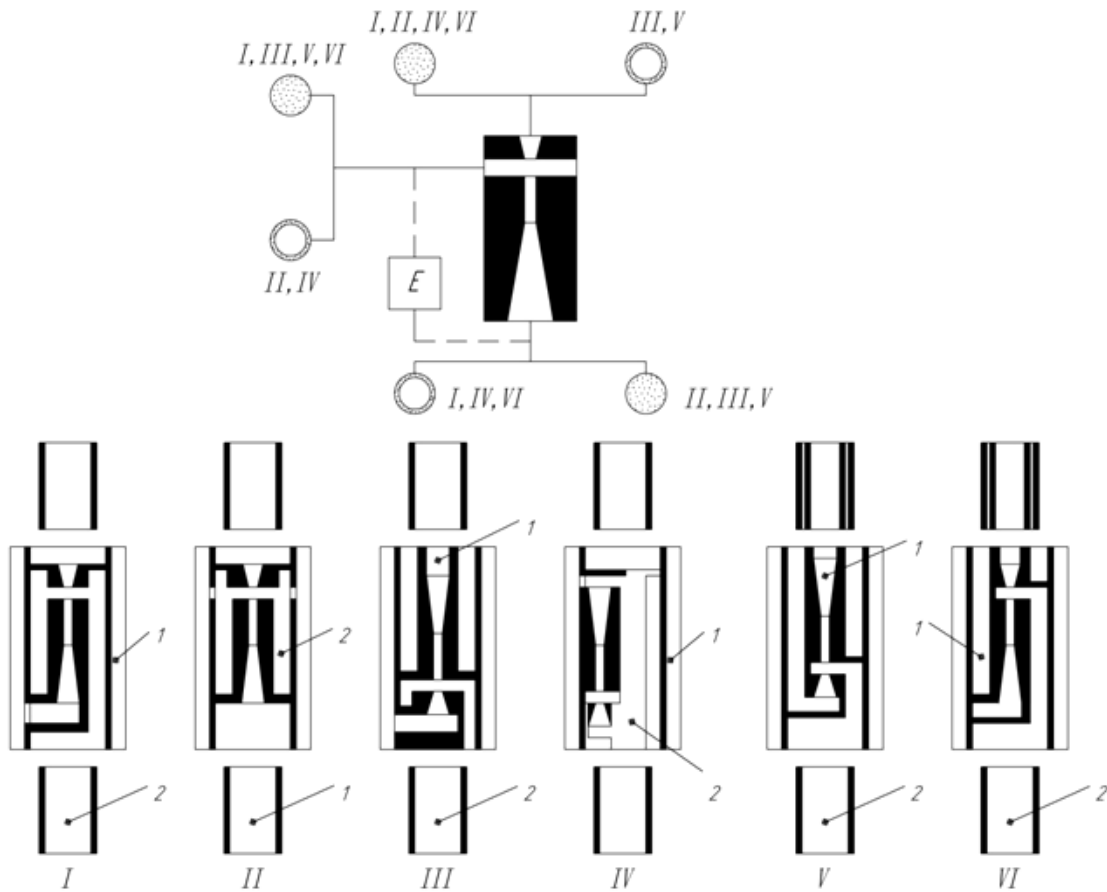
Здатність струминних насосів працювати в умовах агресивних середовищ знайшла застосування при реалізації окремих процесів нафтовилучення. Суттєвою перевагою струминних насосів є можливість швидкого видалення продуктів реакції після здійснення впливу на привибійну зону свердловини. При цьому зростає ефективність проведення кислотної обробки або обробки привибійної зони пласта іншими реагентами.

У системах збору та підготовки нафти і газу використовують рідинно-компресорні струминні установки, які призначені для утилізації та переробки нафтового газу з метою скорочень його спалювання на факелах.

Невраховуючи характер процесів, які реалізуються при використанні струминних насосів, орієнтацію елементів у просторі та їх кількість, умови застосування та тип додаткового обладнання, сучасні свердловинні ежекційні системи можна систематизувати за двома визначальними ознаками:

- конструкцією під'єднувальних гідравлічних ліній;
- характером гідравлічного зв'язку елементів [83].

Враховуючи умови експлуатації, зв'язок між елементами свердловинних струминних насосів здійснюється за допомогою гідравлічних каналів, утворених внутрішньою або зовнішньою поверхнею бурильних труб чи НКТ, які мають відповідно круглий і кільцевий переріз. Аналізуючи чисельні комбінації робочої, напірної та всмоктувальних ліній можна виділити шість груп свердловинних ежекційних систем (рис. 1.9). Конструкції під'єднувальних елементів для перших чотирьох груп визначає також характер промивання привибійної зони свердловини: I – зворотне, II – пряме, III – зворотне та IV – комбіноване. В п'яту і шосту групи виділені конструкції свердловинних інжекційних систем, для яких зв'язок з наземним обладнанням здійснюється за допомогою колони подвійних бурильних або НКТ.



I, III – зворотне, II – пряме, IV – комбіноване промивання вибою; V, VI – системи з подвійними колонами труб; E – додаткове глибинне обладнання; 1, 2 – відповідно напірна і всмоктувальна лінія струминного насоса

○ – канал затрубного простору; ● – канал колони труб;

----- гідравлічний зв'язок між напірною і всмоктувальними лініями

Рисунок 1.9 – Схема з'єднань елементів та конструкцій свердловинних ежекційних систем

Із шести наведених груп струминних апаратів у процесах дослідження, освоєння, інтенсифікації нафтових і газових свердловин, а також їх експлуатації застосовуються чотири (I, II, III, IV). Додаткове глибинне обладнання визначає характер гідравлічного зв'язку між елементами струминного насоса. Найбільше розмаїття додаткового глибинного обладнання використовується при бурінні нафтових та газових свердловин (гідроударники, долота, дроселі, пристрої, що уловлюють різноманітні предмети, вібратори). Застосування цього обладнання покращує показники процесу буріння.

У процесах, що пов'язані з експлуатацією свердловин, напірна і всмоктувальна лінії між собою не зв'язані, що досягається використанням такого додаткового обладнання як пакери або подвійні колони НКТ. Раніше було вже доведено, що використання подвійної колони НКТ має цілу низку суттєвих переваг у порівнянні з пакерною конструкцією. Іншого обладнання для роз'єднання напірної і всмоктувальної ліній струминного насоса на даний час немає.

1.3 Аналіз методик розрахунку нафтопромислових струминних апаратів

Основні струминні апарати на нафтових промислах – це струминні насоси, в яких як обидва взаємодіючі середовища (робоче та інжектване), у загальному випадку потрібно вважати непружними.

Найбільш досконалыми на даний момент є розрахунки струминних насосів, в яких обидва потоки (робочий та інжектваний) є нестисливими середовищами – рідинами. Їх проектуванню та розрахункам присвячені численні наукові праці, серед яких є і такі: [4, 47, 54, 57, 100 – 103, 113]. Класичною роботою цього напрямку є робота Е.Я. Соколова і Н.М. Зінгера [113]. Розрахунок у цій роботі базується на отриманій формулі для відносного перепаду тиску, створюваного насосом, яку називають характеристикою насоса. На рис. 1.10 представлена принципова схема струминного насоса.

У [113] для відносного перепаду тиску отримана формула, яка має такий вигляд:

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \varphi_1^2 \frac{f_{p1}}{f_3} \left[2\varphi_2 + u^2 \frac{\nu_n}{\nu_p} \frac{f_{p1}}{f_{n2}} \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) - (1+u)^2 \frac{\nu_c}{\nu_p} \frac{f_{p1}}{f_3} (2 - \varphi_3^2) \right], \quad (1.1)$$

де $\Delta p_c = p_c - p_n$; $\Delta p_p = p_p - p_n$; p_p , p_n , p_c – тиски робочого та інжектваного потоків перед струминним апаратом і змішаного потоку на виході із дифузора,

Па; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – коефіцієнти швидкості відповідно робочого сопла, камери змішування, дифузора, вхідної ділянки (входу) камери змішування; f_{p1}, f_{n2}, f_3 – площі поперечних перерізів робочого сопла (переріз 1-1), інжектваного потоку у вхідному перерізі камери змішування і вихідного перерізу камери змішування, м² (при отриманні формули (1.1) прийнято, що переріз робочого потоку залишається незмінним між вихідним перерізом сопла і вхідним перерізом камери змішування, а тому $f_{n2} = f_3 - f_{p1}$); ν_n, ν_p, ν_c – питомі об'єми інжектваного, робочого і змішаного потоків, м³/кг; u – коефіцієнт інжекції струминного насоса ($u = G_n/G_p$); G_n, G_p – масові витрати інжектваної та робочої рідини, кг/с.

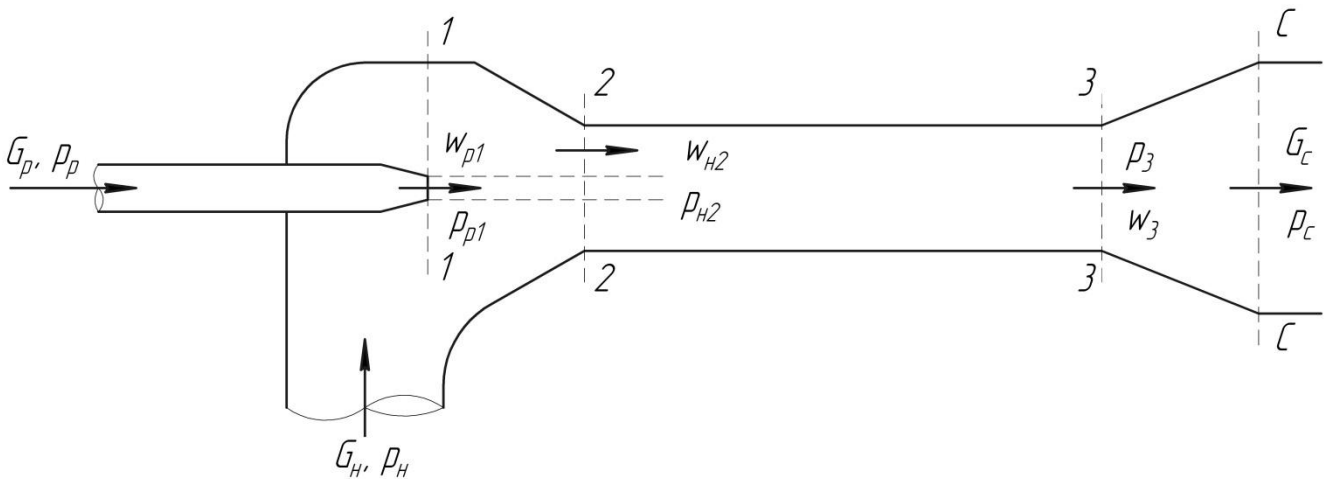


Рисунок 1.10 – Схема струминного насоса

У нафтових свердловинах теорія роботи струминного насоса є суттєво складнішою, оскільки у загальному випадку робочий та інжектований потоки є газоводонафтовими сумішами. Якщо робочий потік може бути тільки рідиною, то в інжектваному потоці завжди буде вільний нафтовий газ.

Питання теорії та результати експериментальних досліджень при роботі струминних насосів у нафтових свердловинах розглядаються у роботах [30, 31, 43, 51, 52, 62, 64, 98, 99, 121]. Як і в роботі [113], автори робіт [30, 64, 121] поділяють нафтові струминні насоси на високонапірні ($f_3/f_{p1} < 4$) та низьконапірні ($f_3/f_{p1} \geq 4$). Використовуючи рівняння збереження кількості руху (збереження імпульсу) для камери змішування, збереження маси і рівняння Бернуллі для

різних частин струминного насоса у роботі [64] отримані рівняння характеристики як високонапірного, так і низьконапірного струминних насосів. Для високонапірного струминного насоса вказане рівняння має вигляд

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{f_{p1}}{f_3} \frac{1}{(1 + \xi_c)} \left[2 \frac{\rho_{p1}}{\rho_{p2}} \frac{f_{p1}}{f_{p2}} + 2u^2 \frac{\rho_{p1}}{\rho_{n2}} \frac{f_{p1}}{f_{n2}} - (1 + u)^2 \times \right. \\ \left. \times \frac{\rho_{p1}}{\rho_3} \frac{f_{p1}}{f_3} (\xi_\delta + \xi_{kc} + 1) \right] - \frac{\Delta p_k}{\Delta p_p}, \quad (1.2)$$

де ξ_c , ξ_δ , ξ_{kc} – коефіцієнти опору сопла, дифузора і камери змішування відповідно; ρ_{p1} , ρ_{p2} , ρ_{n2} , ρ_3 – густини відповідно робочого потоку на зрізі сопла, на вході у камеру змішування, інжектваного потоку на вході у камеру змішування та змішаного потоку на виході із камери змішування; u – коефіцієнт інжекції на вході в камеру змішування; $\Delta p_k = p_n - p_2$; p_2 – тиск робочого та інжектваного потоків на вході у камеру змішування.

Всі інші позначення величин є аналогічними як і в формулі (1.1). При отриманні рівняння (1.2) рівняння Бернуллі записувалися у такому вигляді:

$$\begin{cases} p_n + \frac{w_n^2}{2} \rho_n = p_2 + \frac{w_{n2}^2}{2} \rho_{n2} (1 + \xi_{ex}); \\ p_n + \frac{w_{p1}^2}{2} \rho_{p1} = p_2 + \frac{w_{p2}^2}{2} \rho_{p2}; \\ p_3 + \frac{w_3^2}{2} \rho_3 = p_c + \frac{w_c^2}{2} \rho_c + \xi_\delta \frac{w_3^2}{2} \rho_3, \end{cases} \quad (1.3)$$

де w_n , w_{n2} , w_{p1} , w_{p2} , w_3 , w_c – швидкості інжектваного, робочого та змішаного потоків у відповідних перерізах; ξ_{ex} – коефіцієнт опору інжектваного потоку на вході у камеру змішування; ρ_c – густина змішаного потоку на виході дифузора.

Такий запис рівнянь можливий тільки за умови, якщо $\rho_{n2} = \rho_n$, $\rho_{p2} = \rho_{p1}$, $\rho_c = \rho_3$. А це означає, що робочий, інжектований та змішаний потоки є нестисливими рідинами. Для нафтового струминного насоса це не є коректним. В

роботі [64] вказується на практичне використання рівняння (1.2). Після знаходження $\Delta p_c / \Delta p_p$, f_{p1} / f_{p2} і f_{p1} / f_{n2} стає можливим визначення функціональної залежності $\Delta p_c / \Delta p_p (u)$.

Рівняння низьконапірного струминного насоса має такий вигляд

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{f_{p1}}{f_{p3}} \frac{1}{1 + \xi_c} \left[2 + u^2 \frac{\rho_{p1}}{\rho_{n2}} \frac{f_{p1}}{f_3} n_1 (1 - \xi_{ex}) - (1 + u)^2 \frac{\rho_{p1}}{\rho_3} \frac{f_{p1}}{f_3} (\xi_\theta + \xi_{kc} + 1) \right], \quad (1.4)$$

$$\text{де } n_1 = \frac{f_3 / f_{p1}}{f_3 / f_{p1} - 1}.$$

Недолік цього рівняння є таким самим, як і рівняння (1.2).

Якщо в роботі [64] прямо не вказується, що робочий та інжектований потоки є двофазними середовищами (рідина і газ), то у [121] це підкреслюється. Для визначення густини будь-якого потоку в довільному перерізі використовується формула

$$\rho_i = (1 - \beta_i) \rho'_i + \beta_i \rho''_i, \quad (1.5)$$

де ρ'_i , ρ''_i – густини відповідно рідинної і газової фаз у i -тому перерізі; β_i – об'ємний газовміст потоку в цьому перерізі.

Рівняння Бернуллі записуються також у вигляді (1.3). отримані рівняння характеристик для високонапірного та низьконапірного нафтових струминних насосів мало чим відрізняються від формул (1.2) і (1.4). Крім того, за отриманими рівняннями проведено розрахунок і побудовані залежності $\Delta p_c / \Delta p_p (u)$ для газовмістів $\beta_p = 0; 0,1; 0,15; 0,2$. Методика виконання обчислень у роботі не подається.

З викладеного зрозуміло, що рівняння характеристик струминних насосів, які розглядаються у роботах [64, 121], описують процеси, що відбуваються у них, досить наближено.

Аналітичний розрахунок характеристик струминних насосів є предметом дослідження і в роботі [30]. Отримано при цьому рівняння характеристик

високонапірного і низьконапірного струминного насоса як з дифузором, так і без нього. Для струминних насосів з дифузором рівняння виглядають так:

– високонапірний насос

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{f_{p1}}{f_3} \frac{1}{1 + \xi_c} \left[2 \frac{\rho_{p1}}{\rho_{p2}} \frac{f_{p1}}{f_{p2}} + 2 \frac{\rho_{n2}}{\rho_{p1}} \frac{f_{p1}}{f_{n2}} u_{cp,2}^2 - (1 + u)^2 \frac{\rho_c^2}{\rho_{p1}\rho_3} \frac{f_{p1}}{f_3} \times \right. \\ \left. \times (\xi_\delta + \xi_{kc} + 1) \left(\frac{Q_{pc}}{Q_{p1}} + u_{cp,c} \right)^2 \right] - \frac{\Delta p_k}{\Delta p_p}, \quad (1.6)$$

$$\text{де } \frac{\Delta p_k}{\Delta p_p} = u_{cp,2}^2 \frac{\rho_{n2}}{\rho_2} \frac{1 + \xi_{ex}}{1 + \xi_c} \left\{ \frac{f_3}{f_{p1}} - \left[\left(\frac{\Delta p_k}{\Delta p_p} (1 + \xi_c) + 1 \right) \frac{\rho_{p2}}{\rho_{p1}} \right]^{-0,5} \right\}^{-2};$$

– низьконапірний насос

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} = \frac{f_{p1}}{f_3} \frac{1}{1 + \xi_c} \left[2 + \frac{\rho_{n2}}{\rho_{p1}} \frac{f_{p1}}{f_{n2}} (1 - \xi_{ex}) u_{cp,2}^2 - \frac{\rho_c^2}{\rho_{p1}\rho_3} \frac{f_{p1}}{f_3} (\xi_\delta + \xi_{kc} + 1) \left(\frac{Q_{pc}}{Q_{p1}} + u_{cp,c} \right)^2 \right], \quad (1.7)$$

де $u_{cp,2}$, $u_{cp,c}$ – середньоінтегральні по тиску сумарні об'ємні коефіцієнти інжекції за умов входу в камеру змішування і виходу із дифузора; Q_{pc} – витрата робочого потоку за умов виходу із дифузора. Всі інші позначення величин такі ж, як і в попередніх формулах.

На відміну від робіт [64, 121] в [30] викладена методика використання рівнянь (1.6) і (1.7) для виконання практичних розрахунків. Обчислення при використанні рівняння (1.6) порівнювалися з результатами експериментальних досліджень. Експеримент проводився з струминним насосом, в якого робочим потоком була вода, а інжектіваним – водоповітряна суміш, газівміст якої змінювався від 0 до 100%. При цьому було отримано співпадіння розрахункових та експериментальних результатів. Запропонована методика також дозволяє розрахувати розподілення тиску по довжині елементів струминного апарата.

Поряд з визначенням параметрів при роботі струминних насосів та використанні рівнянь їх характеристик, які були наведені вище, важливе значення має проблема їх проектування (визначення їх оптимальної геометрії). Покращити

методику проектування струминних насосів можна, використовуючи результати досліджень різних авторів, які отримано, в основному, експериментальним способом [31, 43, 47, 51, 52, 62, 98 – 102, 116]. Визначенню оптимальних геометричних параметрів струминних насосів присвячені роботи [31, 51, 52, 100]. При відкачуванні газорідинних сумішей, оптимальна відстань від робочого сопла до камери змішування дорівнює $4d_c$ (d_c – діаметр сопла насоса) [31], а при відкачуванні однорідних рідин оптимальними будуть ця ж відстань $l_{ck} = 1,5d_{kc}$ (d_{kc} – діаметр камери змішування), довжина камери змішування $L = 6,5d_{kc}$ і кут розкриття дифузора 6° [52]. Для високонапірних струминних насосів при відкачуванні газорідинних сумішей з газовмістом від 0 до 85% оптимальною буде відносна довжина камери змішування, рівна 6,5 [51]. Вплив довжини камери змішування на енергетичні і кавітаційні характеристики насосів досліджувався у [100].

У роботі [62] доведено, що необхідний робочий тиск перед соплом струминного насоса не залежить від величини його занурення під динамічний рівень. Енергетичні показники струминних насосів можна покращити, якщо використати принцип багатоступеневого змішування потоків [102].

В роботах [98, 99] наведено програму і розрахунок по ній струминних насосів. Обчислені характеристики порівнюються з характеристиками, отриманими на діючій свердловині. Зі збільшенням газового фактору, а також зі зменшенням тиску на вході струминного насоса і обводненням продукції свердловини точність розрахунків погіршується.

ВИСНОВКИ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ АНАЛІЗУ ТА ПОСТАНОВКА ОСНОВНИХ ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ

Як видно із проведеного аналізу, використання струминних апаратів має не лише довгу історію, але вони і досі широко застосовуються на багатьох етапах розробки нафтових та газових родовищ. Завдяки їх використанню при видобуванні нафти можна добитися покращання якості промивки піщаних відкладень, підвищення ККД та довговічності роботи насоса та обладнання, збільшення дебіту свердловини, а також продовжити експлуатацію нафтових свердловин і в ускладнених умовах, тобто у випадку з високим газовим фактором чи вмістом у пластовому флюїді піску. При розробці ж газових та газоконденсатних родовищ використання струминних апаратів дозволило ефективно використати енергію як високонапірних, так і низьконапірних свердловин, що в свою чергу призвело до підвищення тиску в магістралі. Крім того, при газліфтній експлуатації виснажених свердловин вдалося продовжити терміни видобування. У системах збору нафти і газу ежектори знайшли застосування при низькотемпературній сепарації, у системах компримування нафтового газу та на дотискуючих насосних станціях. При використанні такого методу інтенсифікації нафтовилучення як метод створення миттєвих депресій і репресій на пласт, у випадку використання ежекційних технологій була забезпечена вища якість освоєння та інтенсифікації притоку пластового флюїду.

До останнього часу струминні апарати не використовувалися при штангово-насосному способі видобування нафти. При цьому фактично пропадає потенціальна енергія нафтового газу, що накопичується у затрубному просторі свердловини. Виходячи із вище викладеного, враховуючи всі позитивні властивості струминних апаратів, виникла ідея встановлення ежектора вище динамічного рівня нафтової свердловини, що експлуатується штанговим насосом. Саме тому основною метою роботи є покращення ефективності роботи штангових насосів при їх встановленні у нафтовидобувних свердловинах. Ця мета досягається розробкою ефективної конструкції тандемної установки на основі

штангового насоса та рідинногазового ежектора, а також методики розрахунку робочих параметрів останнього.

Провівши аналіз наявного рівня розвитку та областей застосування ежекційних технологій в нафтогазовидобувній промисловості і відібравши корисний теоретичний та експериментальний матеріал для проведення власних досліджень можна сформулювати наступні задачі дослідження:

1. Виконання теоретичних досліджень зі встановлення закону руху точки підвісу штанг СШН, розподілу тиску, температури, швидкості руху газоводонафтової суміші, її густини, густини вільного нафтового газу та його витратного газомісту вздовж стовбура свердловини та отримання рівнянь нафтогазових ежекторів, що пов'язують між собою параметри свердловини із параметрами самих ежекторів.

2. Проведення лабораторних експериментальних досліджень водоповітряних і водогазових ежекторів з метою встановлення взаємозв'язку між їх геометричними та робочими параметрами при роботі за наявної різниці тисків між інжектованим газовим потоком на вході в ежектор і тиском у його приймальній камері і перевірка за результатами експериментів коректності отриманих рівнянь нафтогазових ежекторів.

3. Встановлення раціональних режимів при сумісній експлуатації свердловинного штангового насоса разом з ежектором та розробка його перспективних конструктивних схем.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ СТВОРЕННЯ НОВОЇ КОМПОНОВКИ ЗАНУРЕНОЇ НАСОСНО-ЕЖЕКТОРНОЇ СИСТЕМИ

При використанні ежекторів у нафтових свердловинах, що експлуатуються СШН, необхідно розрахувати низку її параметрів, які одночасно будуть для ежектора параметрами його робочого потоку. До таких параметрів потрібно віднести: розподіл тиску вздовж стовбура свердловини, швидкість руху та густину газорідинної суміші, об'ємний витратний газовміст потоку, густину вільного нафтового газу. Крім того, для ежектора необхідно мати рівняння, яке пов'язує між собою параметри його робочого та інжекторного потоків з параметрами змішаного потоку на його виході.

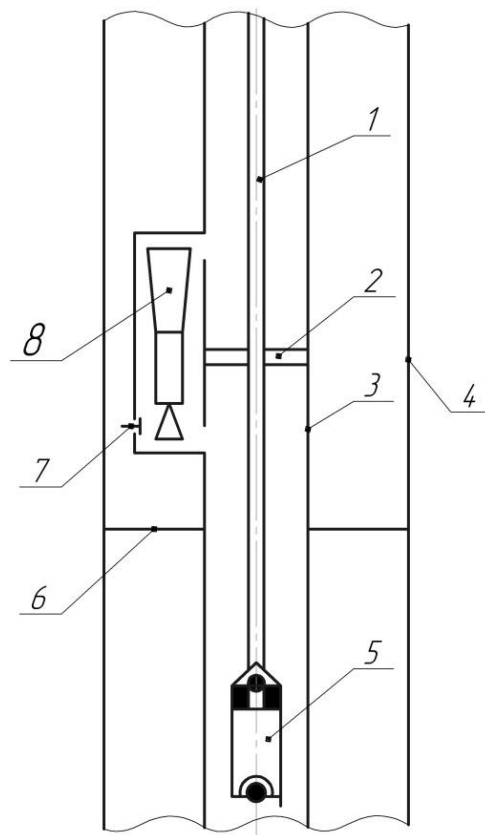
Для знаходження цих величин у першу чергу потрібно встановити закон руху плунжера насоса, який визначає швидкість руху всього водонафтового потоку і який необхідний для отримання швидкості у будь-якому перерізі вздовж газоводонафтового потоку свердловини. При знаходженні розподілу тиску вздовж стовбура свердловини одночасно визначається густина потоку, його об'ємний витратний газовміст, густина вільного нафтового газу.

Визначення закону руху плунжера насоса, всіх вище перелічених параметрів для ежектора, а також отримання його рівнянь є предметом розгляду даного розділу роботи.

2.1 Розробка схеми тандемної установки СШН – ежектор для нафтової свердловини

На основі проведеного дослідження досвіду застосування ежекційних технологій у нафтовидобувній галузі запропонована схема тандемної установки, що включає в себе свердловинний штанговий насос та нафтогазовий ежектор (рис. 2.1).

Запропонована компоновка працює так. Свердловинна продукція, що нагнітається штанговим насосом 5 у колону НКТ 3, потрапляє у нафтогазовий ежектор 8, який винесений за межі колони НКТ, де за рахунок її значної швидкості супутній газ із затрубного простору потрапляє в ежектор через зворотний клапан 7. Потім ця газорідинна суміш знову повертається до колони НКТ і далі рухається до устя свердловини. У колоні НКТ на рівні ежектора потрібно додатково встановити розділювач середовищ 2, який забезпечуватиме роз'єднання входу та виходу ежектора.



- 1 – штанги; 2 – розділювач середовищ; 3 – колона НКТ; 4 – експлуатаційна колона;
 5 – свердловинний штанговий насос; 6 – динамічний рівень;
 7 – зворотний клапан; 8 – нафтогазовий ежектор

Рисунок 2.1 – Принципова схема компоновки тандемної установки

Завдяки використанню нафтогазового ежектора, який встановлюється вище динамічного рівня у нафтовій свердловині, передбачається здійснювати відбір нафтового газу із затрубного простору свердловини, знизити навантаження на колону штанг та покращити роботу самого штангового насоса.

2.2 Визначення закону руху точки підвісу штанг верстатів-качалок

При видобуванні нафти зі свердловин за допомогою свердловинних штангових насосів, які приводяться в рух верстатами-качалками, важливе значення має знання швидкості руху точки підвісу штанг [2]. В результаті диференціювання цієї швидкості за часом отримується прискорення точки підвісу штанг, а, отже, стає можливим визначення інерційного навантаження на колону штанг. Для встановлення закону руху плунжера штангового насоса насамперед необхідно визначити закон руху точки підвісу штанг. Крім того, при дослідженні швидкості руху продукції свердловини вздовж її стовбура також необхідно знати швидкість руху точки підвісу штанг.

Тому нам необхідно визначити закон руху точки підвісу штанг з врахуванням нерівномірності обертового руху кривошипа і перевірити на скільки необхідним є врахування нерівномірності обертального руху кривошипа під час визначення швидкості руху точки підвісу штанг. Для досягнення цього необхідно розв'язати дві задачі. Перша задача пов'язана зі знаходженням кутової швидкості кривошипа під дією всіх силових навантажень і врахуванні всіх рухомих мас агрегату. Друга задача пов'язана зі знаходженням швидкості руху точки підвісу штанг при використанні попередньо знайденої кутової швидкості кривошипа [39].

При вирішенні першої задачі необхідно розв'язати диференціальне рівняння руху верстата-качалки [5]

$$I_{3\phi} \frac{d\omega_1}{dt} + \frac{\omega_1^2}{2} \frac{dI_{3\phi}}{d\varphi_1} = M_{3\phi}^P + M_{3\phi}^{O+G}, \quad (2.1)$$

де $I_{3\phi}$ – зведений до кривошипа момент інерції верстата-качалки з врахуванням мас його привода, мас колони штанг і свердловинної рідини, ($\text{кг} \cdot \text{м}^2$); ω_1 – кутова швидкість кривошипа, рад/с; $M_{3\phi}^P, M_{3\phi}^{O+G}$ – зведені до кривошипа моменти рушійних сил (обертального моменту електродвигуна), сил опору і ваги, ($\text{Н} \cdot \text{м}$); φ_1 – кут повороту кривошипа, град (рад); t – час руху, с.

На рис.2.2 зображена структурна схема механізму верстата-качалки із вказаними геометричними розмірами, що впливають на швидкість руху точки підвісу штанг. Модуль швидкості точки підвісу штанг дорівнює модулю швидкості точки D балансира (коромисла).

Аналітична кінематика верстата-качалки вперше в СРСР розглядалася в [2]. Але ще раніше кінематика кривошипно-коромислового механізму, яким є механізм верстата-качалки, приводиться у роботах І.І. Артоболевського. Аналітична формула для визначення швидкості руху точки підвісу штанг в [2] знайдена за допомогою плану швидкостей. У дисертаційній роботі [123] для виведення кінематики верстата-качалки використано універсальний метод для плоских механізмів – метод замкненого векторного контуру [48]. Недоліком при цьому є те, що розглядається замкнений векторний контур не для всього механізму, а тільки для його частини. Це створює певні труднощі при отриманні кінцевих формул. Для знаходження швидкості точки D коромисла використовуємо, як і в [123], метод замкненого векторного контуру, але для всього механізму

$$\bar{r} + \bar{l} = \bar{l}_0 + \bar{k}. \quad (2.2)$$

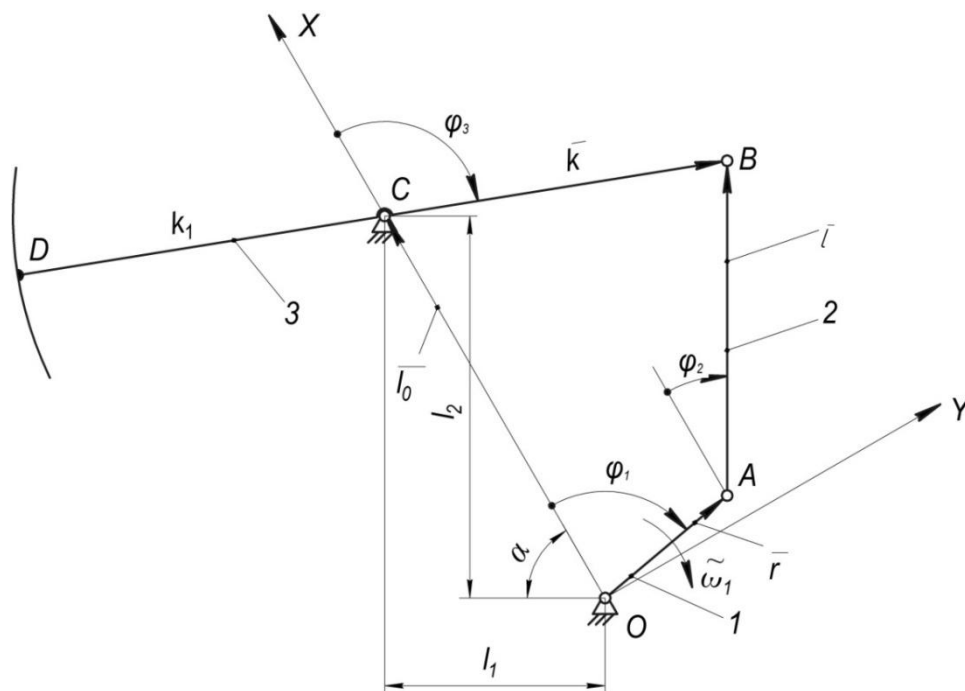


Рисунок 2.2 – Структурна схема механізму верстата-качалки

Очевидно, що $l_0 = \sqrt{l_1^2 + l_2^2}$.

Проекціюємо векторне рівняння (2.2) на осі вибраної декартової системи координат

$$\begin{cases} r \cos \varphi_1 + l \cos \varphi_2 = l_0 + k \cos \varphi_3, \\ r \sin \varphi_1 + l \sin \varphi_2 = k \sin \varphi_3. \end{cases} \quad (2.3)$$

Виключаючи з рівнянь (2.3) кут φ_2 , отримуємо рівняння

$$a = u \sin(\varphi_3 + \varphi_{30}), \quad (2.4)$$

$$\text{де } a = \frac{k^2 + x^2 + y^2 - l^2}{2k}, \quad x = r \cos \varphi_1 - l_0, \quad y = r \sin \varphi_1, \quad u = \sqrt{x^2 + y^2}, \quad \sin \varphi_{30} = \frac{x}{u},$$

$$\cos \varphi_{30} = \frac{y}{u}.$$

З рівняння (2.4) отримуємо

$$\varphi_3 = \arcsin \frac{a}{u} + \arccos \frac{y}{u}. \quad (2.5)$$

Першу передаточну функцію механізму і кутову швидкість балансира одержуємо у вигляді

$$\frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} = \frac{a'u - au'}{u\sqrt{u^2 - a^2}} - \frac{y'u - yu'}{u\sqrt{u^2 - y^2}}, \quad (2.6)$$

$$\omega_3 = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} \omega_1, \quad (2.7)$$

$$\text{де } a' = \frac{da}{d\varphi_1} = \frac{xx' + yy'}{k}, \quad x' = \frac{dx}{d\varphi_1} = -r \sin \varphi_1, \quad y' = \frac{dy}{d\varphi_1} = r \cos \varphi_1, \quad u' = \frac{du}{d\varphi_1} = \frac{xx' + yy'}{u}.$$

Швидкість точки D дорівнюватиме

$$w_D = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} \omega_1 k_1. \quad (2.8)$$

Приступаємо тепер до розв'язку диференціального рівняння (2.1). Записуємо аналітичні вирази для I_{36} , M_{36}^P , M_{36}^{O+G} і $dI_{36}/d\varphi_1$. Зведений момент інерції машинного агрегату, яким є верстат-качалка, визначається за формулою

$$I_{36} = I_0 + m_{np} r_{np}^2 + I_{np} + m_2 \left(\frac{ds_{s_2}}{d\varphi_1} \right)^2 + \\ + I_{s_2} \left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right)^2 + I_C \left(\frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} \right)^2 + (m_u + m_p) \left(\frac{ds_D}{d\varphi_1} \right)^2, \quad (2.9)$$

де I_0 , I_{np} – моменти інерції зведеного кривошипа і привода, ($\text{кг} \cdot \text{м}^2$); m_{np} – маса всіх противаг, кг ; r_{np} – радіус центра мас противаг, м ; m_2 , m_u , m_p – маси зведеного шатуна, колони штанг і рідини, яку піднімає плунжер насоса (при русі точки підвісу штанг вниз у формулі (2.9) буде відсутня маса m_p), кг ; I_{s_2} , I_C – моменти інерції зведених шатунів відносно осі, що проходить через центр мас шатунів точку S_2 , балансира разом з його головкою і траверсою відносно осі, що проходить через точку C ; $\frac{ds_{s_2}}{d\varphi_1}$, $\frac{ds_D}{d\varphi_1}$ – перші передаточні функції точок S_2 і D ;

$\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}$, $\frac{d\varphi_3}{d\varphi_1}$ – перші передаточні функції зведеного шатуна і балансира.

Всі перші передаточні функції ланок і точок механізму знаходилися за методом замкнутого векторного контуру і вони наведені без виведення. Перша передаточна функція точки S_2 обчислюється за формулою

$$\frac{ds_{s_2}}{d\varphi_1} = \sqrt{r^2 + \frac{l^2}{4} \left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right)^2 + rl \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \cos(\varphi_1 - \varphi_2)}, \quad (2.10)$$

а перша передаточна функція зведеного шатуна і кут φ_2 мають вигляд:

$$\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \frac{b'u - bu'}{u\sqrt{u^2 - b^2}} - \frac{y'u - yu'}{u\sqrt{u^2 - y^2}}, \quad (2.11)$$

$$\varphi_2 = \arcsin \frac{b}{u} + \arccos \frac{y}{u}, \quad (2.12)$$

$$b = \frac{k^2 - x^2 - y^2 - l^2}{2l}, \quad b' = \frac{db}{d\varphi_1} = -\frac{xx' + yy'}{l}.$$

Функція $ds_D/d\varphi_1$ визначається через передаточну функцію балансира

$$\frac{ds_D}{d\varphi_1} = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} k_1. \quad (2.13)$$

Перша похідна від зведеного моменту інерції по куту повороту кривошипа

$$\begin{aligned} \frac{dI_{3e}}{d\varphi_1} = & 2 \left[m_2 \left(\frac{dx_{s_2}}{d\varphi_1} \frac{d^2 x_{s_2}}{d\varphi_1^2} + \frac{dy_{s_2}}{d\varphi_1} \frac{d^2 y_{s_2}}{d\varphi_1^2} \right) + I_{s_2} \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \times \right. \\ & \left. \times \frac{d^2 \varphi_2}{d\varphi_1^2} + I_C \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} \frac{d^2 \varphi_3}{d\varphi_1^2} + (m_u + m_p) \frac{ds_D}{d\varphi_1} \frac{d^2 s_D}{d\varphi_1^2} \right], \end{aligned} \quad (2.14)$$

де $\frac{dx_{s_2}}{d\varphi_1}$, $\frac{d^2 x_{s_2}}{d\varphi_1^2}$, $\frac{dy_{s_2}}{d\varphi_1}$, $\frac{d^2 y_{s_2}}{d\varphi_1^2}$ – проєкції першої та другої передаточних функцій

точки S_2 на осі X та Y ; $\frac{d^2 \varphi_2}{d\varphi_1^2}$, $\frac{d^2 \varphi_3}{d\varphi_1^2}$, $\frac{d^2 s_D}{d\varphi_1^2}$ – другі передаточні функції другої та

третьої ланок механізму і його точки D .

Аналітичні вирази для функцій $\frac{dx_{s_2}}{d\varphi_1}$, $\frac{dy_{s_2}}{d\varphi_1}$, $\frac{d^2 x_{s_2}}{d\varphi_1^2}$, $\frac{d^2 y_{s_2}}{d\varphi_1^2}$ одержано у

вигляді

$$\frac{dx_{s_2}}{d\varphi_1} = - \left(r \sin \varphi_1 + \frac{l}{2} \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \sin \varphi_2 \right),$$

$$\frac{dy_{s_2}}{d\varphi_1} = \left(r \cos \varphi_1 + \frac{l}{2} \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \cos \varphi_2 \right),$$

$$\frac{d^2 x_{s_2}}{d\varphi_1^2} = - \left[r \cos \varphi_1 + \frac{l}{2} \frac{d^2 \varphi_2}{d\varphi_1^2} \sin \varphi_2 + \left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right)^2 \times \cos \varphi_2 \right],$$

$$\frac{d^2 y_{s_2}}{d\varphi_1^2} = - \left[r \sin \varphi_1 - \frac{l}{2} \frac{d^2 \varphi_2}{d\varphi_1^2} \cos \varphi_2 - \left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \right)^2 \times \sin \varphi_2 \right]. \quad (2.15)$$

Друга похідна $d^2 s_D / d\varphi_1^2$ визначається так:

$$\frac{d^2 s_D}{d\varphi_1^2} = k_1 \frac{d^2 \varphi_3}{d\varphi_1^2}. \quad (2.16)$$

Інші передаточні функції $\frac{d^2 \varphi_2}{d\varphi_1^2}$, $\frac{d^2 \varphi_3}{d\varphi_1^2}$, що входять до рівняння (2.15) і (2.16), обчислюються шляхом повторного диференціювання перших передаточних функцій по φ_1

$$\frac{d^2 \varphi_3}{d\varphi_1^2} = \frac{\xi' \eta - \xi \eta'}{\eta^2} - \frac{\tau' \zeta - \tau \zeta'}{\zeta^2},$$

$$\frac{d^2 \varphi_2}{d\varphi_1^2} = \frac{\psi' \lambda - \psi \lambda'}{\lambda^2} - \frac{\tau' \zeta - \tau \zeta'}{\zeta^2}, \quad (2.17)$$

де $\xi = a'u - au'$, $\eta = u\sqrt{u^2 - a^2}$, $\tau = y'u - yu'$,

$\zeta = u\sqrt{u^2 - y^2}$, $\psi = b'u - bu'$, $\lambda = u\sqrt{u^2 - b^2}$,

$$\xi' = \frac{d\xi}{d\varphi_1} = a''u - au'', \quad a'' = \frac{d^2 a}{d\varphi_1^2} = \frac{r^2 + xx'' + yy''}{k},$$

$$x'' = \frac{d^2x}{d\varphi_1^2} = -r \cos \varphi_1, \quad y'' = \frac{d^2y}{d\varphi_1^2} = -r \sin \varphi_1,$$

$$u'' = \frac{d^2u}{d\varphi_1^2} = \frac{1}{u^2} \left[(r^2 + xx'' + yy'')u - (xx' + yy')u' \right],$$

$$\eta' = \frac{d\eta}{d\varphi_1} = u' \sqrt{u^2 - a^2} + \frac{u(uu' - aa')}{\sqrt{u^2 - a^2}},$$

$$\tau' = \frac{d\tau}{d\varphi_1} = y''u - yu'', \quad \psi' = \frac{d\psi}{d\varphi_1} = b''u - bu'',$$

$$\zeta' = \frac{d\zeta}{d\varphi_1} = u' \sqrt{u^2 - y^2} + \frac{u(uu' - yy')}{\sqrt{u^2 - y^2}},$$

$$b'' = \frac{d^2b}{d\varphi_1^2} = -\frac{r^2 + xx'' + yy''}{l},$$

$$\lambda' = \frac{d\lambda}{d\varphi_1} = u' \sqrt{u^2 - b^2} + \frac{u(uu' - bb')}{\sqrt{u^2 - b^2}}.$$

Зведений момент від сил ваги, включаючи і ваги противаг, встановлених на кривошипах, після перетворень визначається за формулою

$$M_{38}^G = -(2G_1 l_{s_1} + G_n l_{s_n}) \cos(\varphi_1 + \alpha) - 2G_2 \left[r \cos(\varphi_1 + \alpha) + \frac{l}{2} \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \cos(\varphi_2 + \alpha) \right] + \quad (2.18)$$

$$+ G_3 \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} \times l_{s_3} \cos(\varphi_3 + \alpha),$$

де G_1 , G_2 – вага одного кривошипа і одного шатуна, Н; G_n – вага всіх противаг, встановлених на кривошипах, Н; G_3 – вага балансира з його головкою і траверсою, Н; l_{s_1} , l_{s_n} , l_{s_3} – відстані відповідно від центрів мас кривошипа, противаг до осі обертання кривошипа і відстань спільного центра мас балансира, головки і траверси від осі обертання балансира, м.

Зведений момент від сил опору при русі колони штанг угору буде

$$M_{зв(\epsilon)}^O = -(F_{o(\epsilon)} + F_{mn} + F_{mu} + F_{mz}) \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} k_1, \quad (2.19)$$

де $F_{o(\epsilon)}$ – сила опору при русі точки підвісу штанг вгору, викликана вагою колони штанг у свердловинній рідині і вагою стовпа рідини, Н; F_{mn} , F_{mu} , F_{mz} – сили тертя відповідно між плунжером і циліндром насоса, між штангами і колоною НКТ, між рідиною, що піднімається, і внутрішньою поверхнею колони НКТ.

Сили, що входять в (2.19), визначаються так [20, 27, 65]:

$$F_{o(\epsilon)} = G_{uu}' + G_p - \frac{\pi d_n^2}{4} h \rho g, \quad (2.20)$$

$$F_{mn} = 1,84 \frac{d_n}{\delta} - 137, \quad F_{mu} = 0,02 G_{uu}, \quad (2.21)$$

$$F_{mz} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho w_{cp}^2}{2} A_n, \quad (2.22)$$

де G_{uu}' , G_{uu} , G_p – ваги колони штанг у рідині, у повітрі і рідини, що піднімається, Н; d_n – діаметр плунжера, м; h – висота опускання насоса під динамічний рівень, м; ρ – густина свердловинної рідини, кг/м³; g – прискорення вільного падіння, м/с²; δ – зазор між плунжером і циліндром, м; λ – коефіцієнт Дарсі; l – довжина колони штанг ($l = H$ – глибина опускання насоса), м; w_{cp} – середня швидкість руху свердловинної рідини, м/с; d – внутрішній діаметр колони НКТ, м; A_n – площа поперечного перерізу плунжера насоса, м².

Під час руху точки підвісу штанг вниз зведений момент від сил опору становитиме

$$M_{зв(вн)}^O = (F_{mn} + F_{mu} - G_{uu}') \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} k_1. \quad (2.23)$$

У цьому випадку $\frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} < 0$ і сила $G_{ш}$ є рушійною силою. Під час руху точки

підвісу штанг як угору, так і вниз

$$M_{36}^{O+G} = M_{36}^O + M_{36}^G. \quad (2.24)$$

Зведений момент рушійних сил – це зведений обертовий момент електродвигуна. Робоча частина його механічної характеристики може бути представлена лінійною функцією, і тому обертальний момент ротора електродвигуна можна записати у вигляді[48]

$$M_{\partial} = a + b\omega_{\partial}, \quad (2.25)$$

де $a = M_n \frac{n_{\partial c}}{n_{\partial c} - n_{\partial n}}$, $b = -M_n \frac{30}{\pi} \frac{1}{n_{\partial c} - n_{\partial n}}$; M_{∂} , M_n – момент двигуна, що відповідає кутовій швидкості ω_{∂} , і номінальний момент; $n_{\partial c}$, $n_{\partial n}$ – частоти обертання ротора двигуна синхронна і номінальна.

При зведенні рушійного моменту M_{∂} електродвигуна до вала кривошипа будемо мати

$$M_{36}^p = (a + b\omega_{\partial})u, \quad (2.26)$$

де u – загальне передавальне число привода.

Рівняння (2.1) розв'язувалося при допущенні, що колона штанг і колона НКТ не деформуються під час роботи свердловинного насоса, а тому рух плунжера насоса і точки підвісу штанг є однаковими. Для отримання більш точного розв'язку поставленої задачі необхідно врахувати деформації штанг і колони НКТ.

Дослідження закону руху кривошипа верстата-качалки було виконано на прикладі верстата-качалки СК8-3,5-4000, паспортні дані якого такі [114, 115]:

а) геометричні розміри механізму $k_1 = 3500$ мм; $k = 2500$ мм; $r = 1010$ мм (взято один із можливих розмірів довжини кривошипа); $l = 3000$ мм; $l_1 = 2195$ мм; $l_2 = 3000$ мм;

б) маси рухомих складових механізму: одного кривошипа $m_{кр} = 1373$ кг, одного шатуна $m_2 = 130$ кг, однієї противаги $m_{np(1)} = 650$ кг, тіла балансира $m_6 = 1220$ кг, головки балансира $m_{зб} = 490$ кг, траверси $m_{mp} = 495$ кг;

в) привод верстата-качалки складається із електродвигуна (під час дослідження замість електродвигуна АОП2-78-4У2 взято електродвигун 4АР180М4У3), пасової передачі і редуктора Ц2НШ-750Б. Паспортні дані електродвигуна $M_{пуск} / M_n = 2,0$, $M_{max} / M_n = 2,2$, $P = 30$ кВт, $n_{dc} = 1500$ (хв)⁻¹, $n_{дн} = 1460$ (хв)⁻¹, $I_d = 0,232$ кг·м² ($M_{пуск}$, M_{max} – пусковий і максимальний моменти двигуна; I_d – момент інерції ротора двигуна); загальне передаточне число редуктора $u_p = 37,18$; ведучий і ведений шківни пасової передачі $d_{u1} = 250$ мм, $d_{u2} = 900$ мм.

Згідно наведених даних частота ходів верстата-качалки буде

$$n_1 = \frac{n_{дн}}{u_p u_{mn}} = \frac{1460}{37,18 \cdot \frac{900}{250}} \approx 10,9 \text{ хв.}^{-1},$$

де u_{mn} – передаточне число пасової передачі.

Відповідно до паспортних даних [115] вибраний верстат-качалку можна застосувати під час експлуатації нафтової свердловини з глибиною опускання плунжерного насоса $H = 1530$ м діаметром $d_n = 38$ мм, з такою конструкцією колони штанг: $d_{u1} = 19$ мм (51 %), $d_{u2} = 22$ мм (26 %), $d_{u3} = 25$ мм (23 %). Густина газорідної суміші свердловини була прийнята $\rho_p = 820$ кг/м³, кінематична в'язкість газорідної суміші $\nu = 3 \cdot 10^{-6}$ м²/с, діаметр колони НКТ $d = 60$ мм. Для силового зрівноваження верстата-качалки використано противаги загальною масою $m_{mp} = 5200$ кг з розміщенням їх центра мас по відношенню до осі обертання кривошипа $r_{mp} = 0,83$ м.

Кут $\varphi_1 = 37,51^\circ$ відповідає початку руху точки підвісу штанг угору. При цьому значенні кута φ_1 кривошип і шатун витягнуті в одну лінію. Оскільки розглядався тільки усталений рух верстата-качалки, то кутова швидкість кривошипа ω_1 при $t = 0$ була невідомою величиною. Вона була встановлена підбором на комп'ютері, виходячи з того, що кутова швидкість на початку руху точки підвісу штанг вгору і в кінці її ходу вниз повинні бути однаковими.

Отримані на основі цих вихідних даних рівняння є нелінійними диференціальними рівняннями першого порядку зі змінними коефіцієнтами. Вони розв'язувалися числовим методом Адамса-Крилова [122] при використанні комп'ютерної програми. За отриманими результатами побудовано графік зміни кутової швидкості кривошипа (рис. 2.3).

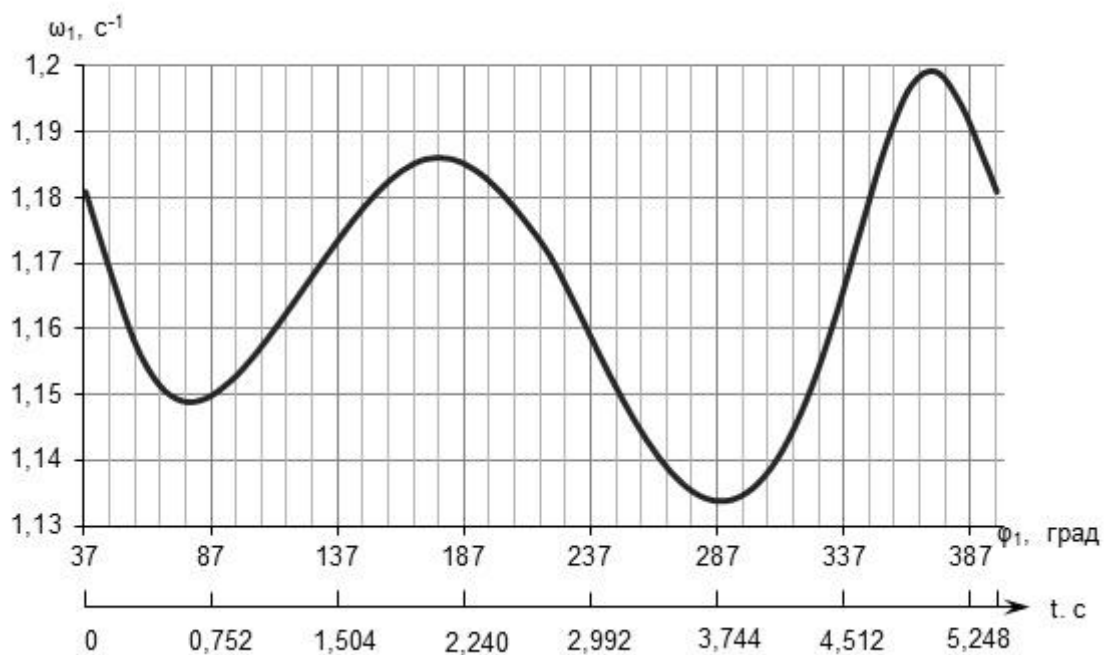


Рисунок 2.3 – Залежність кутової швидкості кривошипа верстата-качалки від кута його повороту (від часу)

Як видно із рис. 2.3, не дивлячись на великий зведений момент інерції, обертальний рух кривошипа є досить нерівномірним. Найбільше кутове прискорення має місце при опусканні точки підвісу штанг. Наприклад, для $\varphi_1 = 343,89^\circ$, використовуючи результати роботи комп'ютерної програми,

отримуємо $\varepsilon_1 = 0,09156 \text{ с}^{-2}$ і величина моменту сил інерції від постійної складової зведеного моменту інерції буде

$$M_{i1} = \varepsilon_1 I_{const} = 0,09156 \cdot 66798,85 = 6116,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Нехтування нерівномірністю обертання кривошипа призводить до неврахування такого значного моменту, яким є момент M_{i1} , при дослідженні динамічних процесів в машині.

За допомогою тієї ж комп'ютерної програми була обчислена швидкість руху точки підвісу штанг при врахуванні нерівномірності обертання кривошипа і при прийнятті допущення його рівномірного обертання. Кутова швидкість рівномірного обертового руху кривошипа знаходилася при використанні номінальної частоти обертання ротора електродвигуна.

$$\omega_1 = \frac{\pi n_n}{30 u_p u_{mn}} = \frac{\pi \cdot 1460}{30 \cdot 37,18 \cdot \frac{900}{250}} = 1,14227 \text{ с}^{-1}.$$

Отримані при цьому результати представлені на рис.2.4.

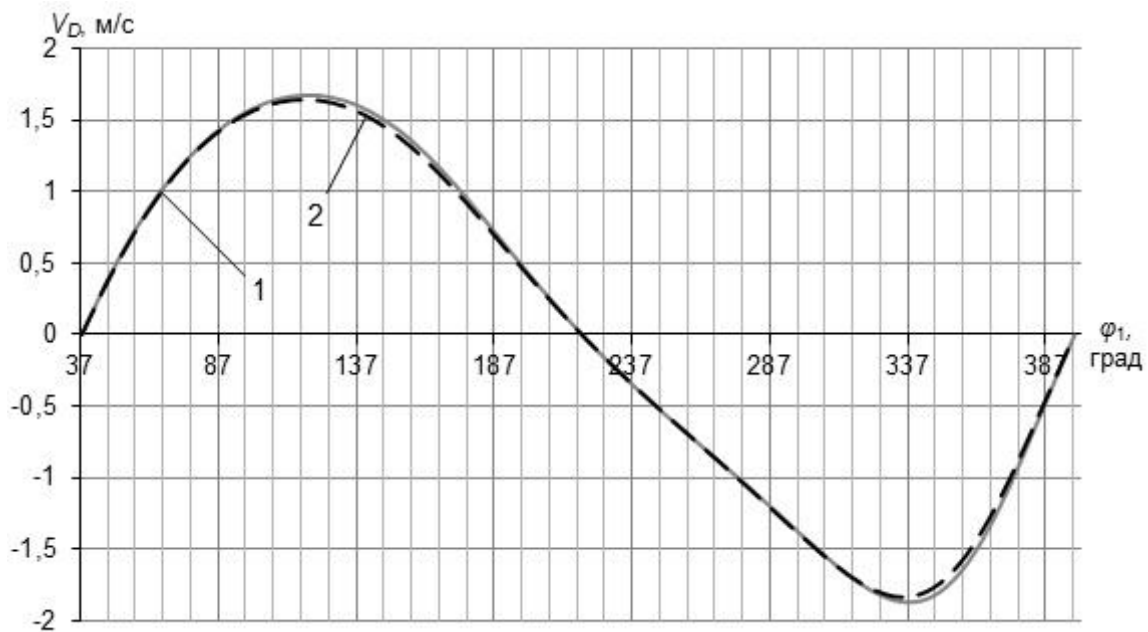
На рис. 2.4 суцільною лінією (крива 1) зображено швидкість точки підвісу штанг верстата-качалки при нерівномірному обертанні кривошипа, а пунктирною лінією (крива 2) – цю ж швидкість при рівномірному обертанні кривошипа. Різниця між цими швидкостями помітна тільки в області екстремумів функції швидкості w_D і поблизу них.

На основі виконаних розрахунків можна зробити такі висновки:

- кутова швидкість обертання кривошипа є змінною величиною, неврахування цієї змінності призводить до нехтування моментом сил інерції, що відноситься до кривошипа, який має значну величину;
- нерівномірність обертання кривошипа мало впливає на швидкість руху точки підвісу штанг, а тому, якщо необхідно знайти швидкість руху точки підвісу штанг, то досить використати геометричні розміри верстата-качалки і постійну

кутову швидкість кривошипа, яка розраховується через номінальну частоту обертання ротора електродвигуна;

– для отримання більш точних значень кутової швидкості вала кривошипа необхідно врахувати деформації колони штанг на початку руху точки підвісу штанг угору і вниз.



1 – нерівномірне обертання кривошипа; 2 – рівномірне обертання кривошипа

Рисунок 2.4 – Залежність швидкості точки підвісу штанг від кута повороту кривошипа

2.3 Визначення розподілу тиску, температури та швидкості руху газорідинної суміші вздовж стовбура нафтової свердловини

Для дослідження роботи тандемної установки на основі штангового насоса та ежектора необхідно насамперед знати розподіл тиску, температури і швидкості руху рідинної (газорідинної) суміші свердловини вздовж її стовбура, а також температуру і тиск у затрубному просторі, динамічний рівень свердловини. Також вкрай важливим є знання залежності між параметрами на вході у струминний апарат і параметрами на його виході при врахуванні геометрії апарата і реальних умов його роботи у свердловині.

Для розв'язання поставленої задачі робимо такі припущення:

- внутрішній діаметр колони НКТ є сталою величиною;
- структура потоку при русі газорідинної суміші у свердловині – бульбашкова;
- густина газорідинної (рідинної) суміші у кожному перерізі колони НКТ не залежить від часу;
- швидкість руху свердловинної суміші в кожному перерізі колони НКТ вище свердловинного насоса є періодичною функцією від часу.

Враховуючи згадані припущення, рух газорідинної (рідинної) суміші у нафтовій свердловині є квазістаціонарним неізотермічним.

Для нестационарного руху суміші у трубах рівняння нерозривності потоку має вигляд [120]

$$\frac{\partial \rho_c}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial z}(\rho_c w) = 0, \quad (2.27)$$

де ρ_c – густина суміші, що рухається трубопроводом; w – середня по перерізу швидкість руху суміші; z – координата в напрямі руху; τ – час.

У нашому випадку, оскільки $\partial \rho_c / \partial \tau = 0$, із рівняння (2.27) отримуємо

$$\rho_c w = const, \quad (2.28)$$

тобто для двох довільно взятих перерізів 1 і 2 колони НКТ матимемо рівняння

$$w_{c1} \rho_{c1} = w_{c2} \rho_{c2}. \quad (2.29)$$

Уже було сказано, нам необхідно визначити швидкість руху газоводонафтової (водонафтової) суміші вище плунжера свердловинного насоса. Над плунжером рухається стовп водонафтової суміші певної висоти. Якщо знехтувати стисливістю цієї суміші, то її швидкість руху у всіх перерізах цього стовпа буде однаковою і залежатиме тільки від швидкості руху плунжера насоса. Оскільки внутрішній діаметр колони НКТ більший діаметра плунжера, то при

цьому швидкості водонафтової суміші і плунжера насоса при його русі вгору пов'язані між собою такою залежністю:

$$w = w_{nn} \frac{d_n^2 - d_u^2}{d^2 - d_u^2}, \quad (2.30)$$

де w , w_{nn} – швидкості руху водонафтової суміші і плунжера; d_n , d , d_u – діаметри плунжера, колони НКТ (внутрішній) і штанг.

Швидкість руху плунжера у першому наближенні приймаємо рівною швидкості руху точки підвісу штанг (вказані швидкості неоднакові через деформацію колони штанг і труб колони НКТ, динамічні навантаження та інші причини). У свою чергу, швидкість руху точки підвісу штанг визначається, якщо відома геометрія верстата-качалки і кутова швидкість обертання його кривошипа. Використовуючи метод замкненого векторного контуру [48] до кривошипно-коромислового механізму верстата-качалки, швидкість точки D (рис. 2.2), а, отже, і точки підвісу штанг, отримаємо у вигляді [39]

$$w_{mn} = w_D = \left(\frac{a'u - au'}{u\sqrt{u^2 - a^2}} - \frac{y'u - yu'}{u\sqrt{u^2 - y^2}} \right) \omega_1 k_1, \quad (2.31)$$

де ω_1 – кутова швидкість обертання кривошипа, c^{-1} . Величини, що входять у рівняння (2.31), наведені у підрозділі 2.2.

Проведені динамічні дослідження з визначення нерівномірності обертання кривошипа верстата-качалки при роботі свердловинної насосної установки свідчать, що остання є досить незначною, так що її впливом на швидкість руху точки підвісу штанг можна знехтувати. Тому у формулі (2.31) ω_1 можна вважати сталою величиною. Таким чином, при русі плунжера насоса вгору швидкість руху у будь-якому перерізі водонафтового стовпа становитиме

$$w = \frac{d_n^2 - d_u^2}{d^2 - d_u^2} \left(\frac{a'u - au'}{u\sqrt{u^2 - a^2}} - \frac{y'u - yu'}{u\sqrt{u^2 - y^2}} \right) \omega_1 k_1. \quad (2.32)$$

Під час руху плунжера насоса вниз разом з плунжером вниз у циліндр переміщається і штанга, яка витісняє із циліндра об'єм рідини, що рівний об'єму зануреної частини штанги у циліндрі. Виходячи з цього, можна стверджувати, що при русі плунжера насоса вниз будь-який переріз водонафтового стовпа рухатиметься угору зі швидкістю

$$w_1 = -\frac{d_u^2}{d^2 - d_u^2} \left(\frac{a'u - au'}{u\sqrt{u^2 - a^2}} - \frac{y'u - yu'}{u\sqrt{u^2 - y^2}} \right) \omega_1 k_1. \quad (2.33)$$

У формулі (2.33) з'являється знак «мінус» у зв'язку з тим, що під час руху плунжера насоса вниз вираз, що стоїть у круглих дужках, набуває від'ємного значення.

Рух точки підвісу штанг угору відбувається від моменту, коли кривошип 1 і шатун 2 витягнуті в одну лінію і до моменту, коли шатун 2 і кривошип 1 «взаємно накладаються» (рис. 2.2). Це відповідає зміні кута φ_1 у діапазоні

$$\arccos \frac{(r+l)^2 + l_1^2 + l_2^2 - k^2}{2(r+l)\sqrt{l_1^2 + l_2^2}} < \varphi_1 \leq \left[180^\circ + \arccos \frac{(l-r)^2 + l_1^2 + l_2^2 - k^2}{2(l-r)\sqrt{l_1^2 + l_2^2}} \right].$$

При зміні кута φ_1 у діапазоні

$$\left[180^\circ + \arccos \frac{(l-r)^2 + l_1^2 + l_2^2 - k^2}{2(l-r)\sqrt{l_1^2 + l_2^2}} \right] < \varphi_1 \leq \left[360^\circ + \arccos \frac{(r+l)^2 + l_1^2 + l_2^2 - k^2}{2(r+l)\sqrt{l_1^2 + l_2^2}} \right].$$

точка підвісу штанг рухається вниз.

В області руху газоводонафтової суміші на її швидкість крім швидкості руху плунжера насоса впливає і кількість вільного газу, який виділяється з нафти при зменшенні тиску. В такому разі для двох суміжних перерізів, відстань між якими Δl (переріз 2 розміщений вище перерізу 1), їхні швидкості при русі плунжера насоса угору і вниз будуть пов'язані між собою такою залежністю:

$$w_{c2} = w_{c1} \frac{\rho_{c1}}{\rho_{c2}}. \quad (2.34)$$

При цьому швидкість w_{c1} на межі між водонафтовим і газоводонафтовим стовпами під час руху плунжера насоса угору потрібно визначити за формулою (2.32), а у зворотному напрямку – за формулою (2.33). Для кожного перерізу 2, який розміщений зверху граничного перерізу, необхідно користуватися формулою (2.34). Для реалізації такої методики визначення швидкості руху газоводорідинної суміші необхідно знати густину суміші у довільному перерізі вздовж колони НКТ.

Густину ідеальної газорідинної суміші (суміш, в якій нехтують відносною швидкістю фаз) визначають за формулою [19, 111]

$$\rho_c = \frac{m_c}{V_c}, \quad (2.35)$$

де m_c – питома маса суміші (нафти, газу і води), віднесена до одиниці об'єму дегазованої нафти; V_c – питомий об'єм газоводонафтової суміші за термобаричних умов p, T перерізу колони НКТ, віднесений до одиниці об'єму дегазованої нафти.

Величини m_c і V_c визначаються так:

$$m_c = \rho_{нд} + \rho_{зо} \Gamma_{11} \rho_{нд} 10^{-3} + \frac{\rho_{вст} \beta_{вст}}{1 - \beta_{вст}}, \quad (2.36)$$

$$V_c = b_n + \frac{V_{зв} \rho_{нд} 10^{-3} z(p, T) p_0 T}{p T_0} + \frac{\beta_g}{1 - \beta_g}, \quad (2.37)$$

де $\rho_{нд}$, $\rho_{зо}$, $\rho_{вст}$ – відповідно густина дегазованої нафти, газу однократного розгазування за нормальних умов та води за стандартних умов, кг/м³; $V_{зв}$ – зведений до нормальних умов питомий об'єм газу, що виділився і припадає на 1 т дегазованої нафти, м³/т; Γ_{11} – трубний газовий фактор, м³/т; b_n – об'ємний коефіцієнт нафти; $z(p, T)$ – коефіцієнт надстисливості нафтового газу за термобаричних умов p і T у перерізі колони; p_0 , T_0 – тиск і температура за

нормальних умов, МПа, К; $\beta_{вст}$, β_e – об’ємна витратна частка води у суміші за стандартних умов і за термобаричних умов p і T .

Для визначення величини ρ_c у довільних перерізах нафтової свердловини необхідно за однією із відомих методик встановити розподіл тиску і температури між вибоєм свердловини і місцем установлення глибинного штангового насоса. Після цього знайти відкоректований тиск насичення нафти газом $p'_{нас}$ в колоні НКТ і трубний газовий фактор Γ_{11} . Далі потрібно розв’язати задачу розподілу тиску і температури від устя свердловини до перерізу, в якому тиск рівний відкоректованому тиску насичення $p'_{нас}$ і нижчий, у водонафтовій зоні, аж до місця підвіски свердловинного насоса. У ході розв’язання цієї задачі визначаються у різних перерізах колони НКТ величини m_c і V_c , а, отже, і густина ідеальної газорідинної суміші ρ_c .

Різним положенням механізму верстата-качалки під час його руху відповідають певні швидкості руху водонафтової суміші, які визначаються за формулою (2.32) під час руху плунжера насоса угору, або за формулою (2.33) під час руху плунжера насоса вниз. Використовуючи залежність (2.34) між швидкостями потоку у двох сусідніх перерізах колони НКТ послідовно, від початкового перерізу, з якого починається газоводонафтовий потік, обчислюється швидкість руху в кожному наступному перерізі через уже відому швидкість у попередньому перерізі. В результаті отримуємо для кожного із n_1 перерізів, на які розбита висота колони НКТ, починаючи від перерізу, в якому тиск дорівнює тиску насичення нафти газом, аж до устя свердловини, числові значення швидкості руху газоводонафтової суміші для всіх n_2 положень механізму верстата-качалки, що розглядаються.

Дана методика реалізована на нафтовій свердловині, параметри якої мають такі числові значення:

- глибина свердловини $H = 2580$ м;
- дебіт свердловини по рідині за стандартних умов $Q = 39$ м³/добу;
- вибійний тиск $p_e = 14,2$ МПа;

- тиск насичення нафти за пластової температури $p_{нас} = 14,2$ МПа;
- устьовий тиск $p_2 = 0,5$ МПа;
- затрубний тиск $p_3 = 1$ МПа;
- пластова температура $T_{пл} = 344$ К;
- газонасиченість пластової нафти і газовий фактор $G_0 = 130$ м³/т,
 $G_0 = 130$ м³/т;
- внутрішній діаметр колони НКТ $d = 62$ мм;
- діаметр експлуатаційної колони $D_{ек} = 146$ мм;
- масова обводненість продукції (масова витратна частка води у суміші) за стандартних умов $n_g = 0,41$;
- середній геотермічний градієнт $\Gamma_m = 0,0234$ К/м;
- густина дегазованої нафти за стандартних умов $\rho_{нд} = 848$ кг/м³;
- густина газу однократного розгазування нафти за нормальних умов $\rho_{го} = 0,91558$ кг/м³;
- відносна до повітря густина нафтового газу $\rho_{го} = 0,70812$;
- молярні частки азоту і метану у нафтовому газі $y_a = 0,003984$,
 $y_{c1} = 0,836868$;
- концентрація розчинених у воді солей $C_1 = 30$ г/л;
- глибина підвіски насоса $L_n = 987,9$ м;
- діаметр плунжера насоса $d_n = 0,044$ м;
- загальний коефіцієнт сепарації газу на прийомі насоса $\sigma_3 = 0,934$.

Свердловина експлуатується за допомогою верстата-качалки 6ВГ-6-2,1-2500, геометричні розміри якого такі: $k_1 = 2100$ мм, $k = 2100$ мм, $r_{max} = 1000$ мм (максимальна довжина кривошипа), $l_1 = 1845$ мм, $l_2 = 2500$ мм, $l = 2500$ мм (рис. 2.2). При цьому довжина ходу точки підвісу штанг $s = 2084,5$ мм. Верстат-качалка приводить в рух свердловинний насос, частота ходів плунжера якого $n_{пл} = 11,375$ хв⁻¹.

За відомим методом Поеттмана-Карпентера та відомою методикою його реалізації, що викладена у роботах [19, 111], виконано розрахунок при використанні комп'ютерної програми HPWN розподілу тиску і температури між вибоєм свердловини і свердловинним насосом. Згідно з отриманими результатами тиск і температура на вході у насос мають такі значення: $p_{ex} = 3,2$ МПа, $T_{ex} = 317,3$ К.

Відкоректований тиск насичення нафти газом в колоні НКТ визначається так [19]:

$$p'_{нас} = p_{насT} \left\{ 1 - \sigma_3 \left[1 - \left(\frac{p_{ex}}{p_{насT}} \right)^{\frac{1,5+0,32y_a^2}{1,567+y_a^2}} \right] \right\}^{\frac{1,567+y_a^2}{1,5+0,32y_a^2}}, \quad (2.38)$$

де $p_{насT}$ – змінний рівноважний тиск насичення за температури входу в насос $T_{ex} = 317,3$ К.

Величина $p_{насT}$, у свою чергу, обчислюється за формулою [19, 111]

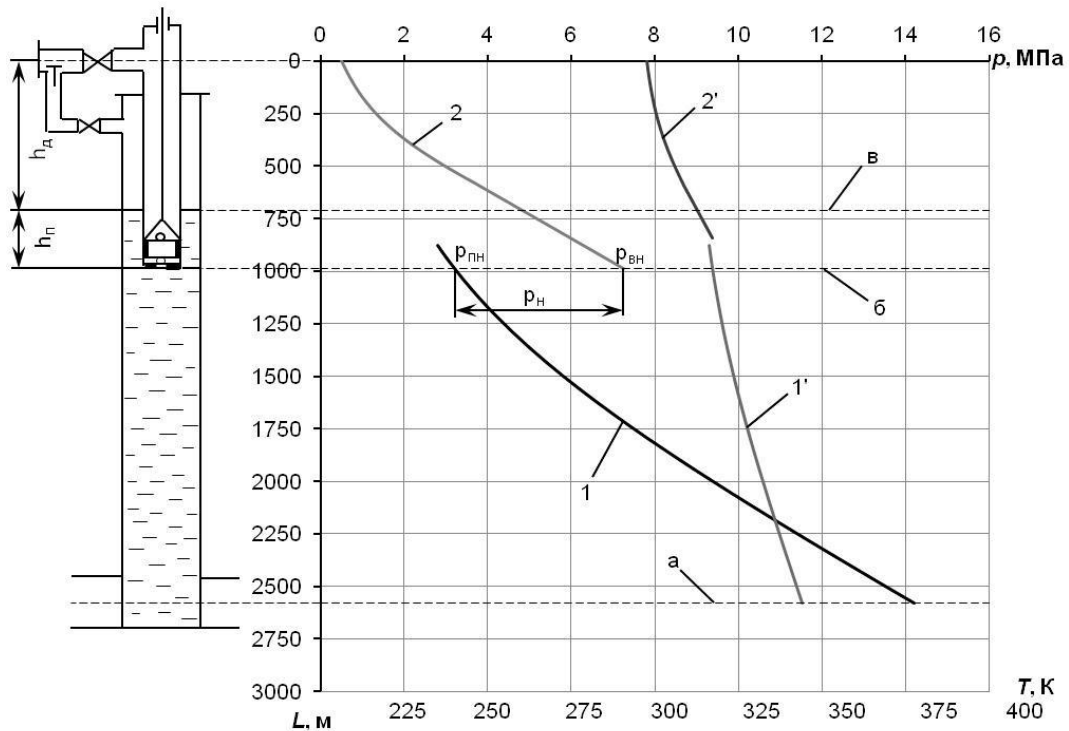
$$p_{насT} = p_{нас} - \frac{T_{nl} - T_{ex}}{9,157 + \frac{701,8}{\Gamma_0(y_M - 0,8y_a)}}. \quad (2.39)$$

Використовуючи формули (2.38) і (2.39), отримуємо $p'_{нас} = 3,7942$ МПа.

За результатами виконання тієї ж комп'ютерної програми HPWN знаходимо об'ємну витрату вільного газу, що потрапляє в насос, $V_{гex}$, зведену до нормальних умов, і залишкову газонасиченість нафти перед входом у насос. Користуючись цими величинами, отримуємо трубний газовий фактор $\Gamma_{11} = 37,43$ м³/т.

За відомим методом Баксендела та відомою методикою його реалізації, яка викладена у роботах [19, 111], приймаючи до уваги трубний газовий фактор Γ_{11} і тиск насичення $p'_{нас}$, визначено розподіл тиску і температури від устя свердловини і до перерізу в колоні НКТ, в якому тиск рівний тиску $p'_{нас}$

(газоводонафтовий потік), а також і у водонафтовому потоці аж до місця розташування свердловинного насоса (використано розроблену нами комп'ютерну програму HPGN). Отримані результати у вигляді графіків подано на рис.2.5. Виявилось, що тиск на вході у насос $p_{nn} = 3,2$ МПа, а на виході з нього $p_{вн} = 7,26$ МПа. Таким чином, тиск, що створює насос, рівний $p_n = 4,06$ МПа.



а – вибій свердловини, б – глибина опускання насоса, в – динамічний рівень свердловини

1 – розподіл тиску між вибоєм свердловини і прийомом насоса;

2 – розподіл тиску між виходом насоса і устям свердловини;

1', 2' – зміна температури потоку в свердловині від вибою до свердловинного насоса і від насоса до устя; p_{nn} , $p_{вн}$, p_n – відповідно тиск на прийомі насоса, тиск на виході з насоса і тиск, створюваний насосом ($p_{nn} = 3,2$ МПа, $p_{вн} = 7,26$ МПа, $p_n = 4,06$ МПа)

Рисунок 2.5 – Зміна тиску і температури потоку в свердловині від її вибою до устя

Графіки температури потоку суміші (криві 1', 2') повинні би бути лінійними функціями від глибини L , але як видно із рис. 2.5, вони мають відхилення від прямих ліній. Це пояснюється тим, що в методиці, пов'язаній з реалізацією методів Поеттмана-Карпентера і Баксендела, у роботах [19, 111]

використовується лінійна залежність між тиском і температурою у будь-якому перерізі свердловини. А це не відповідає дійсності і є причиною неточностей.

Крім того, на рис. 2.5 показано динамічний рівень свердловини h_d і величину занурення насоса під динамічний рівень h_n . Для знаходження цих величин використана розрахункова еталонна крива розподілу тиску в затрубному просторі свердловин (залежність тиску p у затрубному просторі від глибини h) [63]. Щоб знайти величину занурення насоса під динамічний рівень необхідно на побудованій еталонній кривій (рис. 2.6) вздовж осі тиску p відкласти величину тиску на вході насоса p_{nn} і величину тиску в затрубному просторі p_z . Через отримані точки провести вертикальні лінії до перетину з еталонною кривою. Різниця ординат між точками перетину є величиною занурення насоса під динамічний рівень. Для досліджуваної свердловини величина занурення під динамічний рівень $h_n = 276$ м, а динамічний рівень становитиме $h_d = L_h - h_n = 987,9 - 276 = 711,9$ м.

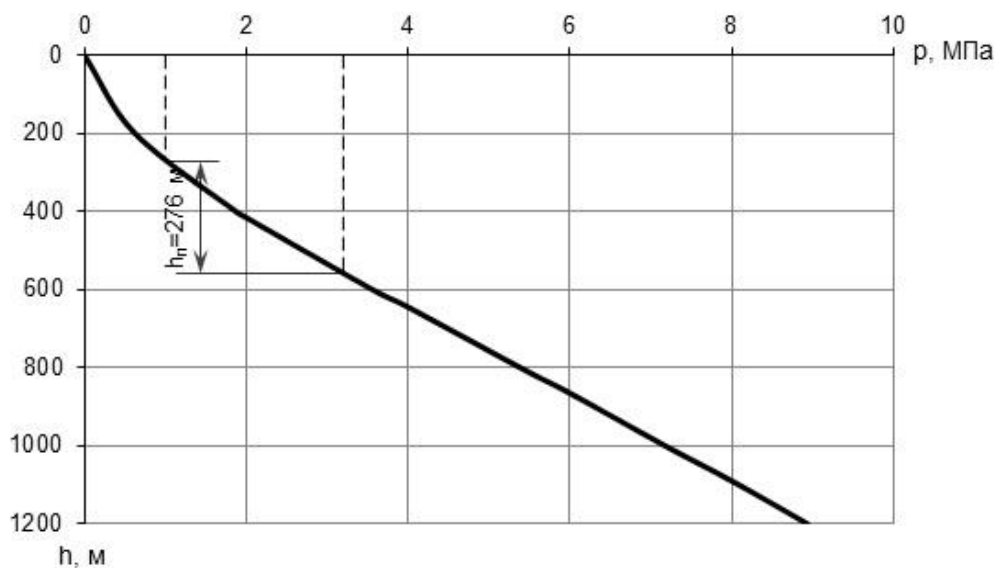


Рисунок 2.6 – Визначення величини занурення насоса під динамічний рівень за розрахунковою еталонною кривою розподілу тиску в затрубному просторі

Знайдемо ще середню температуру газу в затрубному просторі. Зміна температури газу в затрубному просторі складатиме [19]

$$T = T_0 + \Gamma_m (h - h_0), \quad (2.40)$$

де T_0 – температура нейтрального шару (прийmemo $t_0 \approx 7,5$ °C, $T_0 = t_0 + 273 = 7,5 + 273 = 280,5$ K); Γ_m – геотермічний градієнт (для даної свердловини він становить $\Gamma_m = 0,0234$); h , h_0 – глибина точки затрубного простору від устя і глибина нейтрального шару ($h_0 \approx 20$ м).

Тоді температура газу на межі з рідинною сумішшю буде

$$T_\delta = 280,54 + 0,0234(711,9 - 20) = 296,7 \text{ K},$$

а середня температура газу в затрубному просторі матиме значення

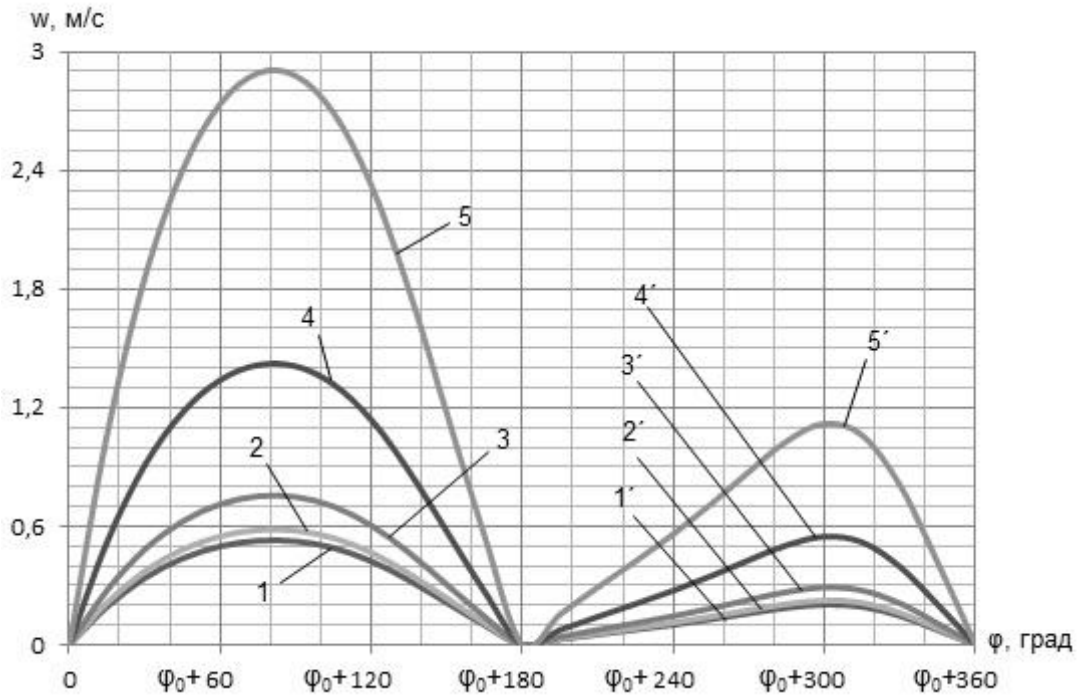
$$\bar{T} = \frac{T_0 + T_\delta}{2} = \frac{280,54 + 296,73}{2} = 288,6 \text{ K}.$$

Для розрахунку швидкості руху газоводонафтової (водонафтової) суміші, що рухається над плунжером свердловинного насоса, нами була розроблена ще одна комп'ютерна програма WS1 (тексти усіх зазначених у даному розділі програм наведені у додатках). У цій програмі використано алгоритм визначення густини суміші ρ_c вздовж колони НКТ із програми HPGN (метод Баксендела) і за наведеними вище формулами знайдено швидкість руху суміші для 24 положень кривошипа верстата-качалки у кожному із 34 перерізів колони НКТ, починаючи від перерізу, в якому тиск рівний тиску насичення $p'_{нас}$ (глибина $h_{нас} = 593$ м це результат розрахунку за програмою HPGN), аж до устя свердловини.

На рис. 2.7 зображено графіки зміни швидкості газоводонафтової (водонафтової) суміші протягом одного повного оберту кривошипа для п'яти перерізів колони НКТ. Перший переріз відповідає межі між водонафтовим і газоводонафтовим потоками (тиск $p = p'_{нас} = 3,79$ МПа, $h=593$ м), п'ятий переріз відповідає устю свердловини (тиск $p = p_e = 0,5$ МПа, $h=0$). Швидкість у перерізі під час руху плунжера насоса вниз на графіках позначено тією ж цифрою, що і під час руху плунжера насоса угору, тільки додатково проставлено індекс «штрих».

Як видно з графіків, швидкість потоку в крайніх положеннях механізму верстата-качалки рівна нулю для всіх перерізів, а максимуми швидкості руху

зростають з наближенням до устя свердловини. При цьому відношення максимуму швидкості потоку на усті свердловини до максимуму швидкості водонафтового потоку дорівнює приблизно 5,5 як під час руху плунжера насоса угору, так і під час його руху вниз. Відношення максимумів швидкості потоку під час руху плунжера насоса угору і вниз є більшим ніж 2,5 для всіх перерізів колони НКТ.



водонафтовий потік: 1, 1' – $p = p'_{нас} = 3,7942$ МПа, $h = 593$ м;

газоводонафтовий потік: 2, 2' – $p = 3$ МПа, $h = 504,6$ м;

3, 3' – $p = 2$ МПа, $h = 371,5$ м; 4, 4' – $p = 1$ МПа, $h = 173,2$ м; 5, 5' – $p = p_e = 0,5$ МПа, $h = 0$ м;

Рисунок 2.7 – Залежність швидкості руху газоводонафтової (водонафтової) суміші від кута повороту кривошипа верстата-качалки

Маючи для кожного перерізу свердловини величини швидкостей для різних положень кривошипа верстата-качалки протягом одного його повного оберту, можна визначити середньоінтегральну швидкість руху продукції свердловини у кожному її перерізі (у даному підрозділі ця швидкість не визначалася. Вона буде розрахована у розділі 4 на прикладі реальної свердловини 753-Д). Крім того, при виконанні програми HPGN знаходився не тільки тиск і температура у перерізах свердловини, але і густина змішаного потоку (газоводонафтового) між насосом і

устьям свердловини, густина вільного газу у потоці та його об'ємний витратний газовміст.

Таким чином, можна стверджувати, що встановлено всі параметри нафтової свердловини, що експлуатується свердловинним штанговим насосом, які необхідні при дослідженні можливості додаткового застосування ежектора над штанговим насосом.

2.4 Розробка уточненого методу визначення розподілу тиску і температури вздовж стовбура нафтової свердловини

У попередньому підрозділі 2.3 вказувалося на те, що при визначенні розподілу тиску вздовж стовбура нафтової свердловини за методами Поеттмана-Карпентера і Баксендела використовується методика, згідно якої приймається лінійна залежність між тиском і температурою, що є причиною неточностей при визначенні як тиску, так і температури. У даному підрозділі показується як можна знайти розподіл тиску вздовж стовбура свердловини не використовуючи вказану залежність між тиском і температурою.

Рівняння руху газорідинної суміші за методом Поеттмана-Карпентера можна подати у вигляді [19]

$$\frac{dp}{dz} = \rho_{cm} \cdot g \cdot 10^{-6} + \frac{fQ_{pcm}^2 (1 - \beta_e)^2 M_{cm}^2}{2,3024 \cdot 10^{15} \rho_{cm} D^5}, \quad (2.41)$$

де p – тиск у свердловині, МПа; z – координата перерізу свердловини, починаючи від її устя, м; ρ_{cm} – густина ідеальної газорідинної суміші (без врахування впливу відносної швидкості фаз), кг/м³; g – прискорення вільного падіння, м/с²; f – кореляційний коефіцієнт, який визначається через умовне число Рейнольдса; Q_{pcm} – дебіт свердловини по рідині за стандартних умов, м³/д; β_e – об'ємна витратна доля води при тиску p і температурі T ; M_{cm} – маса нафти,

газу і води, що припадає на одиницю об'єму дегазованої нафти, кг/м^3 ; D – діаметр кругового каналу, м.

Кореляційний коефіцієнт f можна встановити за графіком Поеттмана-Карпентера або при використанні апроксимуючої його формулу В.І. Щурова [19]

$$f = 10^y, y = 19,66 \left\{ 1 + \lg \left[0,99 \cdot 10^{-5} Q_{pct} (1 - \beta_\epsilon) \frac{M_{cm}}{D} \right] \right\}^{-0,25} - 17,713. \quad (2.42)$$

Для кільцевих каналів (наприклад, у свердловині між свердловинним штанговим насосом і її устям) формула (2.41) буде

$$\frac{dp}{dz} = \rho_{cm} \cdot g \cdot 10^{-6} + \frac{f Q_{pct}^2 (1 - \beta_\epsilon)^2 M_{cm}^2}{2,3024 \cdot 10^{15} \rho_{cm} (d^2 - d_{uu}^2)^2 (d - d_{uu})}, \text{ МПа/м}, \quad (2.43)$$

де d – внутрішній діаметр колони НКТ, м; d_{uu} – еквівалентний діаметр колони штанг, м.

Кореляційний коефіцієнт f при цьому визначається за експериментальними даними Баксендела для кільцевих каналів [73] або за формулою, що аналогічна формулі (2.42)

$$f = 10^y, y = 19,66 \left\{ 1 + \lg \left[0,99 \cdot 10^{-5} Q_{pct} (1 - \beta_\epsilon) \frac{M_{cm}}{d - d_{uu}} \right] \right\}^{-0,25} - 17,713. \quad (2.44)$$

Для інтервалів свердловини, де тиск рідинної суміші більший за тиск насичення газу, градієнт тиску визначається за формулою [19, 111]

$$\frac{dp}{dz} = \rho_p \cdot g \cdot 10^{-6} + \frac{\lambda w_{pze}^2 \rho_p \cdot 10^{-6}}{2d_1}, \text{ МПа/м}, \quad (2.45)$$

де ρ_p – густина водонафтової рідини, кг/м^3 ; λ – коефіцієнт гідравлічного тертя потоку; w_{pze} – зведена швидкість руху рідини, м/с; d_1 – діаметр каналу (при русі

водонафтової рідини до штангового насоса $d_1 = D$, а при русі рідини над штанговим насосом $d_1 = d_z$, d_z – гідравлічний діаметр $d_z = d - d_{\text{ш}}$).

Коефіцієнт гідравлічного тертя потоку рідини залежить від числа Рейнольдса Re_p і відносної шорсткості труб [19].

Праві частини рівнянь (2.41), (2.43), (2.45) є складними функціями тиску p і температури T у свердловині і нелінійно залежать від тиску. Про це свідчать формули для визначення величин, які входять у рівняння (2.41), (2.43) і (2.45), наведені у роботі [19]. Це означає, що вказані рівняння є нелінійними диференціальними рівняннями першого порядку такого виду:

$$\frac{dp}{dz} = f(p, T, q_i), \quad i=1, 2, 3, \dots, n. \quad (2.46)$$

де q_i – низка параметрів свердловини і її продукції, що входять у праві частини рівнянь (2.41), (2.43), (2.45).

Послідовність розв'язання вказаних рівнянь за традиційною методикою [19, 111] є такою: загальний діапазон зміни тиску у свердловині розбивають на рівні інтервали Δp , у результаті чого отримуємо числові значення тисків p_i на границях інтервалів ($p_i = p_{i-1} \pm \Delta p$, знак плюс береться, якщо розрахунок ведеться згори вниз, а знак мінус – у випадку розрахунку знизу вгору). Але для визначення градієнта тиску крім відомого значення тиску необхідно знати і температуру T_i у перерізах свердловини, що відповідає тиску p_i . Для отримання температури T_i припускають, що температура і тиск приблизно лінійно залежні. Тому у випадку штангово-насосної експлуатації свердловини температура в довільному її перерізі буде

$$T_i = T_1 + (T_2 - T_1) \frac{p_i - p_1}{p_2 - p_1}, \quad (2.47)$$

де а) для інтервалу колони між вибоєм і точкою підвісу насоса $T_1 = T_{\text{вн}}$, $p_1 = p_{\text{вн}}$ ($p_{\text{вн}}, T_{\text{вн}}$ – тиск і температура на вході в насос); $T_2 = T_{\text{пл}}$, $p_2 = p_{\text{в}}$ ($p_{\text{в}}, T_{\text{пл}}$ – вибійний тиск і пластова температура);

б) для інтервалу колони між точкою підвісу насоса і устям свердловини $T_1 = T_2$, $p_1 = p_2$ (p_2 , T_2 – тиск і температура на усті свердловини); $T_2 = T_{nl}$, $p_2 = p_e$ (p_e , T_{nl} – вибійний тиск і пластова температура).

При проектуванні штангово-насосної експлуатації нафтової свердловини температури на вході в насос і на її усті будуть [19]

$$T_{en} = T_{nl} - \Gamma_{n1}(H - L_n), \quad T_2 = T_{en} - \Gamma_{n2}L_n, \quad (2.48)$$

де Γ_{n1} , Γ_{n2} – термодинамічні градієнти потоку суміші при її русі відповідно в експлуатаційній колоні і в колоні НКТ, К/м; H – глибина свердловини, м; L_n – глибина підвіски насоса, м.

Для визначення величин Γ_{n1} і Γ_{n2} використовують емпіричні формули [19]

$$\Gamma_{ni} = (0,0034 + 0,79\Gamma_m) \cdot 10^{y_i}, \quad i=1, 2, \quad (2.49)$$

$$y_1 = \frac{-Q_{pct}}{86400 \cdot 20 \cdot D^{2,67}}, \quad y_2 = \frac{-Q_{pct}}{86400 \cdot 20 \cdot d^{2,67}},$$

де Γ_m – геотермічний градієнт, К/м.

Далі за вище вказаною методикою при використанні рівнянь (2.45) і (2.41)

знаходиться величина обернена до градієнта тиску dp/dz , функція $z(p) = \int_0^z \frac{dz}{dp} dp$

на інтервалі свердловини між її вибоєм і точкою підвісу насоса, тиск і температура на прийомі насоса. Після цього визначається відкоректований тиск насичення нафти газом і трубний газовий фактор. Рівняння (2.43) і (2.45) дозволяють знайти розподіл тиску і температури на інтервалі колони НКТ устя – прийом насоса.

Недоліками цієї методики є використання формули (2.47), яка викликає нелінійність функції температури залежно від глибини перерізів свердловини. У той же час розв'язок рівняння теплопровідності стаціонарного потоку в свердловині вказує на практичну лінійність зміни температури залежно від глибини у свердловині [55]. У зв'язку з цим було вирішено порівняти результати

викладеної методики визначення розподілу тиску і температури вздовж стовбура свердловини з методикою, в якій враховується нелінійність рівнянь (2.41), (2.43), (2.45) і лінійність зміни температури з глибиною[72].

Для порівняння результатів двох методик вибрано гіпотетичну нафтову свердловину, параметри якої мають такі числові значення:

- глибина свердловини $H=2580$ м;
- дебіт свердловини по рідині за стандартних умов $Q=39$ м³/д;
- вибійний тиск $p_g=14,2$ МПа;
- тиск насичення нафти газом за пластової температури $p_{нас}=14,2$ МПа;
- устьовий тиск $p_z=0,5$ МПа;
- пластова температура $T_{пл}=344$ К;
- газонасиченість пластової нафти і газовий фактор $G_0=130$ м³/т,
 $G_0=130$ м³/т;
- внутрішній діаметр колони НКТ $d=0,062$ м;
- діаметр експлуатаційної колони $D_{ек}=0,147$ м;
- масова обводненість продукції (масова витратна частка води у суміші) за стандартних умов $n_g=0,41$;
- середній геотермічний градієнт $\Gamma_m=0,0234$ К/м;
- густина дегазованої нафти за стандартних умов $\rho_{нд}=848$ кг/м³;
- густина газу однократного розгазування нафти за нормальних умов $\rho_{zo}=0,91558$ кг/м³;
- відносна до повітря густина нафтового газу $\rho_{го}=0,70812$;
- молярні частки азоту і метану в нафтовому газі $y_a=0,003984$,
 $y_{c1}=0,836868$;
- концентрація розчинених у воді солей $C_1=30$ г/л;
- загальний коефіцієнт сепарації газу на прийомі насоса $\sigma_s=0,934$.

Для визначення залежності $z(p)$ за першою методикою весь діапазон зміни тиску в свердловині між вибоєм і устям розбивався на рівні інтервали $\Delta p = 0,1$ МПа. Нами були складені дві комп'ютерні програми. За першою програмою виконано розрахунок $z(p)$ і $T(p)$ між вибоєм свердловини і встановленим попередньо місцем підвісу свердловинного насоса (використано диференціальне рівняння (2.41)). За рекомендацією І.Т. Міщенка при значному вмісті газу в продукції свердловини тиск на вході в насос можна визначити за формулою [19]

$$p_{ex} = 0,5 \cdot 10^6 + 0,3 p_{нас} \cdot 10^6 (1 - \beta_{вст}), \text{ Па}, \quad (2.50)$$

де $\beta_{вст}$ – об'ємна витратна доля води в суміші за стандартних умов.

За формулою (2.50) отримано $p_{ex} = 3,2$ МПа, а за результатами обчислень по першій комп'ютерній програмі цьому тиску відповідає глибина опускання насоса $L_n = 987,9$ м.

Після цього визначено відкоректований тиск насичення нафти газом і трубний газовий фактор, які складають відповідно $p'_{нас} = 3,7942$ МПа, $\Gamma_{11} = 37,43$ м³/т. У другій комп'ютерній програмі використані диференціальні рівняння (2.43) і (2.45), а також отримані величини $p'_{нас}$ і Γ_{11} . В результаті виконання цієї програми отримано розподіл тиску і температури між устям свердловини і точкою підвісу насоса. Детально дослідження за першою методикою, а також отримані результати представлені у роботі [73]. Отримані результати обох комп'ютерних програм представлені на рис. 2.8. Криві 1 і 3 зображають відповідно розподіл тиску і температури залежно від глибини між устям свердловини і точкою підвісу насоса, а криві 2 і 4 – розподіл цих же величин між точкою підвісу насоса і вибоєм свердловини.

У випадку застосування другої методики використовувалися ті ж рівняння (2.41), (2.43) і (2.45), але розв'язувалися вони як нелінійні диференціальні рівняння за допомогою числового методу Адамса-Крилова. Крок зміни глибини свердловини при інтегруванні цих рівнянь було взято $\Delta z = 2$ м. Температура в колоні труб між вибоєм і точкою підвісу насоса визначалася так:

$$T(z) = T_{nn} - \Gamma_{n1}(H - z), \quad (2.51)$$

а між точкою підвісу насоса і устям свердловини

$$T(z) = T_z + \Gamma_{n2} \cdot z, \quad (2.52)$$

де T_z – температура на усті свердловини, К.

Глибина підвісу насоса взята такою ж, як і при використанні першої методики ($L_n = 987,9$ м). Виходячи з цього, температура на усті свердловини

$$T_z = T_{nn} - \Gamma_{n2} \cdot L_n, \quad (2.53)$$

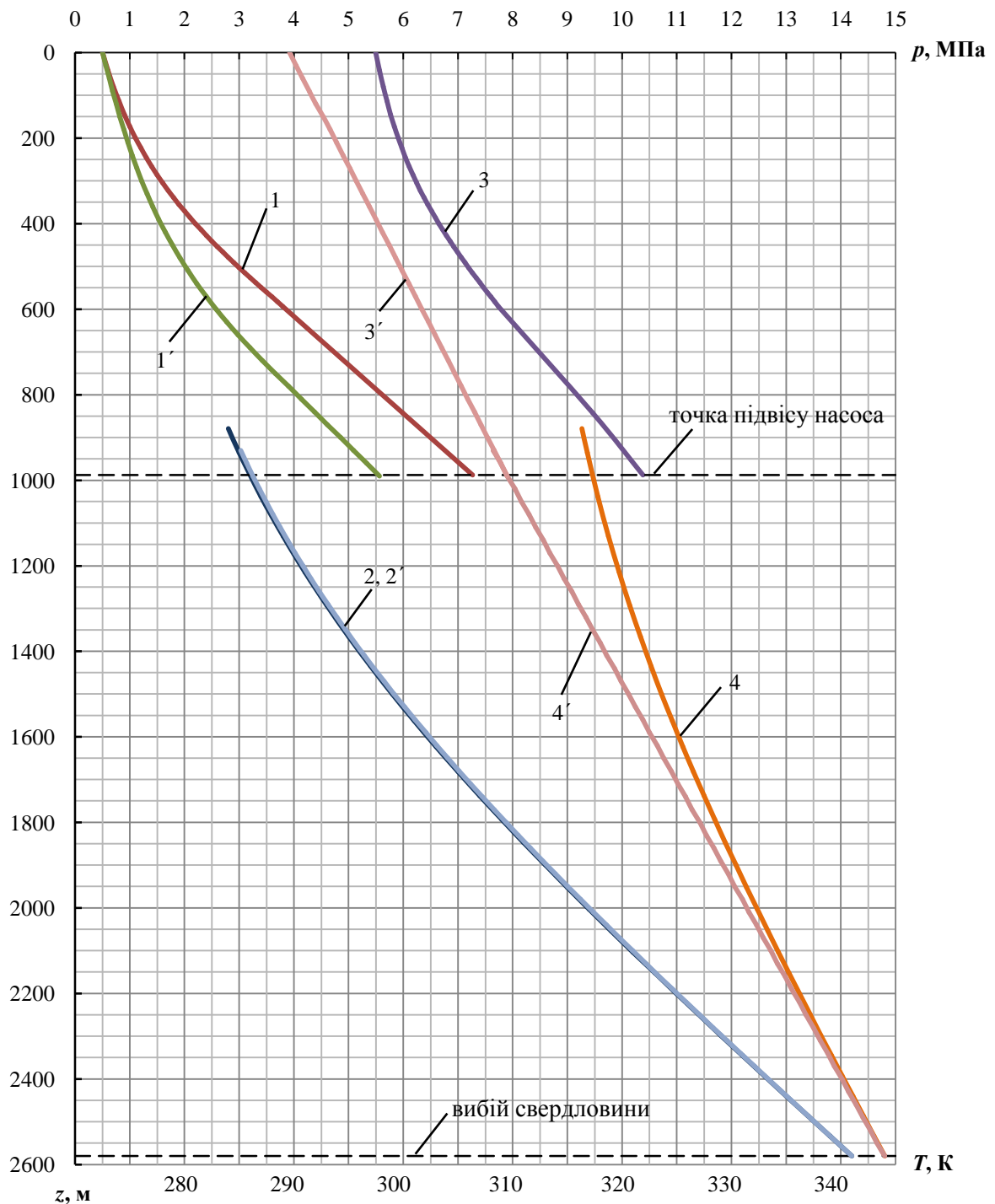
де T_{nn} – температура на прийомі насоса, К.

Ця температура знайдена при виконанні комп'ютерної програми, яка визначає розподіл тиску і температури між вибоєм і точкою підвісу насоса. За результатами роботи цієї програми тиск на вході в насос становить $p_{ex} = 3,24$ МПа, а температура – $T_{nn} = 309,5$ К. Після знаходження відкоректованого тиску і трубного газового фактору ($p'_{нас} = 3,8$ МПа, $\Gamma_{11} = 41,55$ м³/т) використовувалася розроблена нами ще одна комп'ютерна програма, яка обчислювала тиск і температуру між устям свердловини і точкою підвісу насоса.

Результати, отримані при виконанні комп'ютерних програм другої методики визначення розподілу тиску і температури вздовж стовбура свердловини, також представлені на рис. 2.8. Тиск і температура між устям свердловини і точкою підвісу насоса на рис. 2.8 зображають лінії 1' і 3', а тиск і температуру між вибоєм свердловини і точкою підвісу насоса – лінії 2' і 4'.

Порівняння результатів розподілу тиску і температури вздовж стовбура свердловини, знайдених за першою і другою методиками, показує, що тиски між вибоєм свердловини і точкою підвісу насоса мають близькі значення (у точці підвісу насоса розходження складає всього 0,04 МПа), а графік температури за першою методикою є кривою лінією і її відхилення від лінійної функції постійно зростає при наближенні до точки підвісу насоса. У точці підвісу насоса різниця

між температурами за першою і другою методиками рівна $\Delta T = 317,3 - 309,5 = 7,8$ К (тобто близько 2,5%).



а) перша методика: 1, 2 – тиск у свердловині; 3, 4 – температура у свердловині;

б) друга методика: 1', 2' – тиск у свердловині; 3', 4' – температура у свердловині;

Рисунок 2.8 – Розподіл тиску і температури у нафтовій свердловині при її штангово-насосній експлуатації

Якщо між вибоєм свердловини і точкою підвісу насоса тиски, визначені за першою і другою методиками, досить близькі, то між устям свердловини і точкою підвісу насоса різниця між цими тисками (криві 1 і 1' рис. 2.8) є суттєвою. Ця різниця зростає при наближенні до точки підвісу насоса. У цій точці різниця між тисками складає $\Delta p = 7,26 - 5,55 = 1,71$ МПа, що складає 23,6%.

Велике розходження має місце і між температурами (криві 3 і 3' рис. 2.8). У точці підвісу насоса різниця між температурами складає $\Delta T = 321,9 - 309,5 = 12,4$ К (тобто близько 3,9%). Крім того, при використанні першої методики розрахунку, отримуємо скачок температури у точці підвісу насоса (криві 3 і 4 рис. 2.8), якого не повинно бути у випадку штангово-насосної експлуатації свердловини.

Таким чином, можемо зробити висновок, що використання числового методу Адамса-Крилова дозволило підвищити точність визначення розподілу тиску вздовж стовбура свердловини і у ще більшій мірі точність визначення розподілу температури.

Далі у даній роботі при визначенні розподілу тиску та температури у свердловині використовуватиметься тільки друга методика.

2.5. Розроблення математичної моделі роботи нафтогазових ежекторів у нафтових свердловинах

В Україні значна кількість нафтових свердловин експлуатується установками свердловинних штангових насосів (УСШН). Останнім часом запропоновано у таких свердловинах додатково встановлювати вище їх динамічного рівня нафтогазові ежектори, що забезпечить відбір нафтового газу із затрубного простору і полегшить підйом продукції свердловин на поверхню [87]. Реалізація цієї пропозиції стримується певною мірою відсутністю теорії роботи нафтогазових ежекторів у свердловинах. Відомі теоретичні дослідження роботи водоповітряних ежекторів [16, 17, 25, 113], результати яких застосувати безпосередньо для нафтової свердловини неможливо, оскільки у такій

свердловині крім суміші води і нафти з розчиненим у ній нафтовим газом наявний і вільний нафтовий газ.

Існує і теорія струминних насосів, які встановлюються під динамічним рівнем нафтових свердловин, що пов'язана із відбором газорідинних сумішей із затрубного простору свердловин, зокрема при експлуатації відомих тандемних установок «ЕВН – СН» [30, 64, 121]. Наукові праці, в яких би розглядалася робота струминних апаратів (ежекторів), встановлених вище динамічного рівня в нафтових свердловинах, нам невідомі. У попередніх підрозділах розглядалися питання визначення параметрів нафтової свердловини, які для нафтогазового ежектора є параметрами його робочого потоку (тиск у довільному перерізі свердловини, швидкість руху газоводонафтової суміші, через яку визначається витрата у перерізі, густина потоку, густина вільного нафтового газу і об'ємний витратний газовміст).

Завдання даного підрозділу полягає у розробленні математичних моделей роботи нафтогазових ежекторів у нафтових свердловинах, тобто в отриманні рівнянь, які дозволяють за відомими параметрами робочого та інжектваного потоків на їх вході встановити параметри на їх виході (для інжектваного потоку потрібно знати тиск газу в затрубному просторі свердловини та його густину, які можна визначити при використанні даних про нафтову свердловину).

На рис. 2.9 зображена схема нафтогазового ежектора. При установленому в свердловині ежекторі газоводонафтова суміш поступає у сопло, на виході якого її швидкість значно зростає. Це викликає зменшення тиску в приймальній камері ежектора, завдяки чому нафтовий газ із затрубного простору потрапляє в ежектор. Далі ці два потоки попадають у камеру змішування, де відбувається їх перемішування, вирівнювання їх швидкостей і підвищення тиску. Подальше зростання тиску настає у дифузорі. Густина змішаного потоку на виході ежектора значно менша, ніж на вході в нього. Це забезпечує полегшений підйом продукції свердловини на її поверхню.

З метою отримання рівнянь нафтогазових ежекторів приймаємо такі позначення величин:

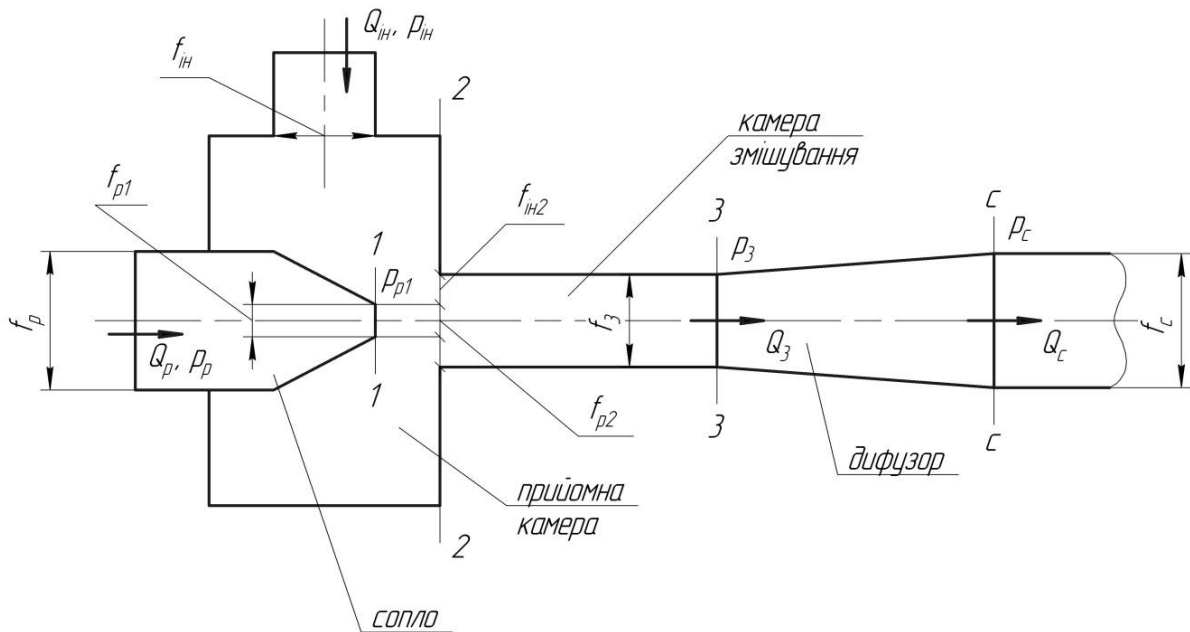


Рисунок 2.9 – Схема нафтогазового ежектора

- робочий потік перед соплом: Q_p – об’ємна витрата; p_p – статичний тиск; w_p – швидкість руху потоку; f_p – площа поперечного перерізу вхідного отвору; ρ_p – густина потоку;
- робочий потік на зрізі сопла: Q_{p1} , p_{p1} , w_{p1} , f_{p1} , ρ_{p1} ;
- робочий потік у перерізі 2-2: Q_{p2} , p_{p2} , w_{p2} , f_{p2} , ρ_{p2} (для низьконапірного ежектора всі ці параметри є такі ж, як і на зрізі сопла, а для високонапірного ежектора вони відрізняються, тиск p_{p2} для цього ежектора далі позначається через p_2);
- інжектований потік на вході в приймальну камеру (затрубний нафтовий газ) має параметри: Q_{in} , p_{in} , w_{in} , f_{in} , ρ_{in} ($p_{in} = p_{p1}$);
- параметри інжектowanego потоку в перерізі 2-2: Q_{in2} , p_2 , w_{in2} , f_{in2} , ρ_{in2} ;
- змішаний потік на виході із камери змішування характеризується параметрами Q_3 , p_3 , w_3 , f_3 , ρ_3 ($f_3 = f_{p2} + f_{in2}$);
- параметри змішаного потоку на виході із дифузора Q_c , p_c , w_c , f_c , ρ_c .

Автори роботи [113] класифікують струминні апарати на низьконапірні ($m \geq 4$, $m = f_3/f_{p1}$) і високонапірні ($m < 4$). Таку ж класифікацію приймаємо і для нафтогазових ежекторів. Різниця між низьконапірними і високонапірними струминними апаратами полягає не тільки в їх геометрії, але і в тому, що низьконапірні апарати, на відміну від високонапірних, забезпечують невисокий відносний перепад тиску $\Delta p_c/\Delta p_p$ ($\Delta p_c = p_c - p_{p1}$, $\Delta p_p = p_p - p_{p1}$), але при немалому коефіцієнті інжекції u_2 на вході в камеру змішування ($u_2 = Q_{in2}/Q_{p2}$).

Для отримання рівнянь нафтогазових ежекторів приймаємо такі допущення:

- потоки на вході у камеру змішування паралельні;
- поля швидкостей у контрольних перерізах вирівняні;
- розподіл тисків у контрольних перерізах гідростатичний;
- рідинна і газова фази рівномірно розподілені за об'ємом і швидкість їх руху за перерізом потоку однакова;
- масообмін між фазами в ежекторі відсутній;
- температури робочого і змішаного потоків у межах ежектора рівні і дорівнюють температурі робочого потоку на вході в ежектор;
- різницею між температурами робочого та інжектваного потоків на вході у камеру змішування нехтуємо, тобто вважаємо, що температура інжектваного газу рівна температурі робочого потоку;
- рух інжектваного газу в межах приймальної камери відбувається без втрат теплової енергії (процес адіабатичний).

Враховуючи прийняті допущення, рух робочого потоку в соплі, у приймальній камері і рух змішаного потоку в дифузорі можна розглядати як рух стисливого рідинного гомогенного середовища. У цьому випадку для двох довільних перерізів $i, i+1$ справедливе рівняння Бернуллі у вигляді

$$\frac{p_i}{\rho_i} + \frac{w_i^2}{2} = \frac{p_{i+1}}{\rho_{i+1}} + \frac{w_{i+1}^2}{2} (1 + \xi_{mo}), \quad (2.54)$$

де ξ_{mo} – коефіцієнт місцевого опору.

В роботі [113] при розгляданні високонапірних струминних насосів вказується на те, що тиск робочого потоку на виході із сопла не дорівнює його тиску на вході в камеру змішування, в той час як для низьконапірних насосів ці тиски рівні між собою. Будемо вважати це твердження справедливим і для нафтогазових ежекторів.

Враховуючи сказане, записуємо рівняння зміни кількості руху (збереження імпульсу) для робочого та інжектваного потоків високонапірного ежектора в циліндричній камері змішування

$$Q_{p2}w_{p2}\rho_{p2} + Q_{in2}w_{in2}\rho_{in2} - Q_3w_3\rho_3 = (p_3 - p_2)f_3 + F_{mp}, \quad (2.55)$$

де F_{mp} – сила тертя у камері змішування ($F_{mp} = \xi_{кз} \frac{w_3^2 \rho_3}{2} f_3$); $\xi_{кз}$ – коефіцієнт опору камери змішування.

Виражаючи швидкості потоків через їхні об'ємні витрати ($w_i = Q_i / f_i$) і приймаючи до уваги те, що об'ємна витрата на виході із камери змішування записується у вигляді

$$Q_3 = \frac{\rho_{p2}Q_{p2} + \rho_{in2}Q_{in2}}{\rho_3}, \quad (2.56)$$

із рівняння (2.55) отримуємо

$$\rho_{p2} \frac{Q_{p2}^2}{f_{p2}} + \rho_{in2} \frac{Q_{in2}^2}{f_{in2}} - \frac{(\rho_{p2}Q_{p2} + \rho_{in2}Q_{in2})^2}{\rho_3 f_3} = f_3 \left(p_3 - p_2 + \xi_{кз} \frac{w_3^2 \rho_3}{2} \right). \quad (2.57)$$

Рівняння Бернуллі для робочого потоку в межах сопла, приймальної камери і змішаного потоку для дифузора будуть

$$\frac{p_p}{\rho_p g} + \frac{w_p^2}{2g} = \frac{p_{p1}}{\rho_{p1} g} + (1 + \xi_c) \frac{w_{p1}^2}{2g}, \quad (2.58)$$

$$\frac{p_{p1}}{\rho_{p1} g} + \frac{w_{p1}^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho_{p2} g} + \frac{w_{p2}^2}{2g}, \quad (2.59)$$

$$\frac{p_3}{\rho_3 g} + \frac{w_3^2}{2g} (1 - \xi_\delta) = \frac{p_c}{\rho_c g} + \frac{w_c^2}{2g}, \quad (2.60)$$

де ξ_c, ξ_δ – коефіцієнти опору сопла і дифузора.

У рівнянні (2.59) нехтуємо опором робочого потоку в приймальній камері, оскільки він незначний.

Із рівняння (2.60) знаходимо p_3 і підставляємо в (2.57) причому отримуємо

$$\begin{aligned} \rho_{p2} \frac{Q_{p2}^2}{f_{p2}} + \rho_{in2} \frac{Q_{in2}^2}{f_{in2}} - \frac{(\rho_{p2} Q_{p2} + \rho_{in2} Q_{in2})^2}{\rho_3 f_3} = f_3 \left[p_c \frac{\rho_3}{\rho_c} + \frac{\rho_3 w_c^2}{2} + \right. \\ \left. + \frac{w_3^2 \rho_3}{2} (\xi_\delta + \xi_{кз} - 1) - p_2 \right]. \end{aligned} \quad (2.61)$$

Виражаючи доданки у правій частині рівняння (2.61), що містять швидкості потоків у різних перерізах ежектора через витрату робочого та інжектваного потоків на вході в камеру змішування і враховуючи, що $w_c = \rho_3 f_3 w_3 / (\rho_c f_c)$ на основі закону збереження маси, будемо мати

$$\begin{aligned} \rho_{p2}^2 Q_{p2}^2 \left[\frac{1}{f_{p2} \rho_{p2}} + \frac{\rho_{in2}}{\rho_{p2}^2 f_{in2}} u_2^2 - \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\rho_{in2}}{\rho_{p2}} u_2 \right)^2 \right] \times \\ \times \left(\frac{\xi_\delta + \xi_{кз} + 1}{f_3 \rho_3} + \frac{f_3 \rho_3}{f_c^2 \rho_c^2} \right) = f_3 \left(p_c \frac{\rho_3}{\rho_c} - p_2 \right). \end{aligned} \quad (2.62)$$

При використанні рівняння (2.58) і закону збереження маси отримуємо таке рівняння:

$$\rho_{p2}^2 Q_{p2}^2 = \frac{2 f_{p1}^2 \rho_{p1}^2}{(1 + \xi_c) \rho_p} \left(p_p - p_{p1} \frac{\rho_p}{\rho_{p1}} + \frac{\rho_p w_p^2}{2} \right). \quad (2.63)$$

Підставляємо (2.63) у рівняння (2.62) і в результаті отримуємо рівняння високонапірного нафтогазового ежектора у вигляді [41]

$$\begin{aligned} & \frac{2f_{p1}^2\rho_{p1}^2}{(1+\xi_c)\rho_p f_3} \left(p_p - p_{p1} \frac{\rho_p}{\rho_{p1}} + \frac{\rho_p w_p^2}{2} \right) \times \left[\frac{1}{f_{p2}\rho_{p2}} + \frac{\rho_{in2}}{\rho_{p2}^2 f_{in2}} u_2^2 - \right. \\ & \left. - \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\rho_{in2}}{\rho_{p2}} u_2 \right)^2 \left(\frac{\xi_\partial + \xi_{кз} + 1}{f_3 \rho_3} + \frac{f_3 \rho_3}{f_c^2 \rho_c^2} \right) \right] - p_c \frac{\rho_3}{\rho_c} + p_2 = 0. \end{aligned} \quad (2.64)$$

Рівняння (2.64) зв'язує між собою геометричні параметри ежектора з параметрами газоводонафтового робочого, інжектваного та змішаного потоків, які у свою чергу залежать від параметрів нафтової свердловини. Величини, які входять у рівняння (2.64), взаємопов'язані. Нижче буде показано, як можна використати це рівняння при виконанні практичних розрахунків.

Для низьконапірних ежекторів у межах приймальної камери робочий потік не змінює своїх параметрів, тобто $Q_{p2} = Q_{p1}$, $f_{p2} = f_{p1}$, $\rho_{p2} = \rho_{p1}$, $w_{p2} = w_{p1}$. Тому рівняння збереження імпульсу робочого та інжектваного потоків для вказаних ежекторів у циліндричній камері змішування запишеться так:

$$Q_{p2} w_{p2} \rho_{p2} + Q_{in2} w_{in2} \rho_{in2} - Q_3 w_3 \rho_3 = p_3 f_3 - p_{p1} f_{p2} - p_2 f_{in2} + F_{mp}. \quad (2.65)$$

Використовуємо рівняння Бернуллі для змішаного потоку (2.60) і для інжектваного потоку в приймальній камері

$$\frac{k}{k-1} \frac{p_{in}}{\rho_{in}} + \frac{w_{in}^2}{2} = \frac{k}{k-1} \frac{p_2}{\rho_{in2}} + (1 + \xi_{ex}) \frac{w_{in2}^2}{2}, \quad (2.66)$$

де ξ_{ex} – коефіцієнти опору входу інжектваного потоку в камеру змішування; k – показник адіабати інжектваного потоку.

У рівняння (2.65) підставляємо (2.56), а також аналітичні вирази для p_3 і $p_{p1} - p_2$, знайдені відповідно із рівнянь (2.60) і (2.66). В результаті деяких перетворень одержимо

$$\begin{aligned}
& \rho_{p2} \frac{Q_{p2}^2}{f_{p2}} + \rho_{in2} \frac{Q_{in2}^2}{f_{in2}} - \left[1 - (1 + \xi_{ex}) \frac{k-1}{2k} \right] - (\xi_\delta + \xi_{кз} + 1) \times \\
& \times \frac{(\rho_{p2} Q_{p2} + \rho_{in2} Q_{in2})^2}{2\rho_3 f_3} = p_c f_3 \frac{\rho_3}{\rho_c} - p_{p1} f_3 \left[1 - \left(1 - \frac{\rho_{in2}}{\rho_{in}} \right) \times \right. \\
& \left. \times \frac{f_{in2}}{f_{in}} \right] + \frac{w_c^2 \rho_3}{2} f_3 - \frac{k-1}{2k} w_{in}^2 \rho_{in2} f_{in2}.
\end{aligned} \tag{2.67}$$

Виносимо за дужки у лівій частині рівняння (2.67) $\rho_{p2}^2 Q_{p2}^2$ і замість нього підставляємо вираз (2.63) і після незначних перетворень отримуємо кінцевий вигляд рівняння низьконапірного ежектора

$$\begin{aligned}
& \frac{2f_{p1}^2 \rho_{p1}^2}{(1 + \xi_c) \rho_p f_3} \left(p_p - p_{p1} \frac{\rho_p}{\rho_{p1}} + \frac{\rho_p w_p^2}{2} \right) \times \left\{ \frac{1}{f_{p1} \rho_{p1}} + \frac{\rho_{in2}}{\rho_{p1}^2 f_{in2}} u_2^2 \times \right. \\
& \left. \times \left[1 - \frac{k-1}{2k} (1 + \xi_{ex}) \right] - (\xi_\delta + \xi_{кз} + 1) \frac{1}{2f_3 \rho_3} \left(1 + \frac{\rho_{in2}}{\rho_{p1}} u_2 \right)^2 \right\} - \\
& - p_c \frac{\rho_3}{\rho_c} - \frac{\rho_3 w_c^2}{2} + p_{p1} \left[1 - \left(1 - \frac{\rho_{in2}}{\rho_{in}} \right) \frac{f_{in2}}{f_3} \right] + \frac{k-1}{2k} \frac{f_{in2}}{f_3} \rho_{in2} w_{in}^2 = 0.
\end{aligned} \tag{2.68}$$

Рівняння (2.68), як і рівняння (2.64), пов'язує між собою геометричні параметри ежектора з параметрами робочого, інжектваного та змішаного потоків. Декілька параметрів рівнянь (2.64) і (2.68) можна прийняти за незалежні, а всі інші параметри крім постійних залежать від них і можуть бути виражені через них у певній послідовності. За незалежні параметри приймаємо тиск p_c на виході ежектора, коефіцієнт інжекції u_2 і витратний газоміст β_p робочого потоку на вході в ежектор. Цей параметр безпосередньо не входить у рівняння (2.64) і (2.68), але через нього виражається більша частина параметрів, які входять у ці рівняння.

Встановимо взаємозв'язок між параметрами як рівняння (2.64), так і рівняння (2.68). Спочатку розглядатимемо зв'язок між параметрами рівняння (2.64), а потім – рівняння (2.68). Більша частина параметрів обох рівнянь, як буде показано нижче, знаходяться однаково.

Завдяки прийнятим допущенням робочий та змішаний потоки в ежекторі можна розглядати як гомогенні середовища. Для таких середовищ густина газорідинної суміші визначається за формулою [120]

$$\rho_{ci} = \rho_{pi}(1 - \beta_i) + \rho_{zi}\beta_i, \quad (2.69)$$

Де i – індекс, що відповідає довільному перерізу при русі газорідинної суміші; ρ_{pi} , ρ_{zi} – густини відповідно рідини (у нашому випадку суміші води і нафти) та газу за певних термобаричних умов (температури T і тиску p); β_i – об'ємний витратний газоміст потоку.

Для визначення $\rho_p = \rho_{ci}$ (робочого потоку на вході в ежектор) поступаємо так [19, 111]:

- знаходимо об'ємну витратну долю води в суміші за стандартних умов

$$\beta_{вст} = n_{\epsilon} / [n_{\epsilon} + (1 - n_{\epsilon}) \rho_{вст} / \rho_{нд}], \quad (2.70)$$

де n_{ϵ} – масова витратна частка води в суміші за стандартних умов; $\rho_{вст}$, $\rho_{нд}$ – відповідно густина води і нафти за стандартних умов;

- обчислюємо об'ємну витратну долю води у суміші при p і T

$$\beta_{\epsilon} = \beta_{вст} / [\beta_{вст} + (1 - \beta_{вст}) b_n], \quad (2.71)$$

де b_n – об'ємний коефіцієнт нафти при тиску p і температурі T ;

- розраховуємо густину водонафтової рідини у робочому потоці на вході в ежектор

$$\rho_{вн} = \rho_n(1 - \beta_{\epsilon}) + \rho_{\epsilon}\beta_{\epsilon} \quad (2.72)$$

де ρ_n – густина нафти з розчиненням у ній газом при температурі T і тиску p ; ρ_{ϵ} – густина води при тих же термобаричних умовах ($\rho_{\epsilon} \approx \rho_{вст}$).

Далі за формулою (2.69) визначається густина газоводонафтової суміші на вході в ежектор

$$\rho_p = \rho_{вн}(1 - \beta_p) + \rho_{zp}\beta_p, \quad (2.73)$$

де β_p – об’ємний витратний газовміст робочого потоку на вході в ежектор; ρ_{zp} – густина вільного газу на вході в ежектор.

Об’ємний витратний газовміст потоку за термобаричних умов p і T буде

$$\beta_p = \frac{Q_{zp}}{Q_{вн} + Q_{zp}}, \quad (2.74)$$

де Q_{zp} , $Q_{вн}$ – об’єми відповідно вільного газу та водонафтової рідини в м^3 , що припадають на 1 м^3 газоводонафтової суміші на вході в ежектор.

Об’ємний витратний газовміст потоку на зрізі сопла при ізотермічному процесі у соплі запишеться

$$\beta_{p1} = \frac{Q_{zp} p_p / p_{p1}}{Q_{вн} + Q_{zp} p_p / p_{p1}}. \quad (2.75)$$

Підставивши із (2.74) вираз для $Q_{вн}$ у (2.75), отримаємо

$$\beta_{p1} = \frac{p_p \beta_p}{(1 - \beta_p) p_{p1} + \beta_p p_p}. \quad (2.76)$$

Густина вільного газу (нафтового) на зрізі сопла приймає значення

$$\rho_{zp1} = \rho_{zp} p_{p1} / p_p. \quad (2.77)$$

Густина газоводонафтової суміші на зрізі сопла

$$\rho_{p1} = \rho_{вн} (1 - \beta_{p1}) + \rho_{zp1} \beta_{p1}. \quad (2.78)$$

Враховуючи (2.76) і (2.77), із (2.78) будемо мати

$$\rho_{p1} = \rho_p \frac{p_{p1}}{(1 - \beta_p) p_{p1} + \beta_p p_p}. \quad (2.79)$$

Швидкість робочого потоку на виході із сопла із рівняння неперервності робочого потоку запишеться так:

$$w_{p1} = w_p \frac{f_p \rho_p}{f_{p1} \rho_{p1}}. \quad (2.80)$$

Враховуючи (2.79), із останнього рівняння отримаємо

$$w_{p1} = w_p \frac{f_p (1 - \beta_p) p_{p1} + \beta_p p_p}{f_{p1} p_{p1}}. \quad (2.81)$$

З іншого боку із рівняння (2.58) знаходимо також швидкість робочого потоку на зрізі сопла

$$w_{p1} = \sqrt{\frac{2}{\rho_p (1 + \xi_c)} \left(p_p - p_{p1} \frac{\rho_p}{\rho_{p1}} + \frac{\rho_p w_p^2}{2} \right)}. \quad (2.82)$$

Підставляємо (2.79) і (2.81) в (2.82) і одержуємо

$$\begin{aligned} & (1 + \xi_c) \rho_p w_p^2 f_p^2 \beta_p^2 p_p^2 + \left[2(1 - \beta_p) \beta_p \rho_p (1 + \xi_c) w_p^2 f_p^2 p_{p1} - \right. \\ & \left. - 2(1 - \beta_p) f_{p1}^2 p_{p1}^2 \right] p_p + \left[(1 + \xi_c) \rho_p w_p^2 f_p^2 (1 - \beta_p)^2 p_{p1}^2 + \right. \\ & \left. + 2(1 - \beta_p) f_{p1}^2 p_{p1}^3 - f_{p1}^2 \rho_p w_p^2 p_{p1}^2 \right] = 0. \end{aligned} \quad (2.83)$$

Рівняння (2.83) дає можливість визначити тиск робочого потоку p_p перед ежектором, якщо відомий тиск p_{p1} у його приймальній камері і низка сталих параметрів цього рівняння.

Із рівняння нерозривності робочого потоку між перерізами 1-1 і 2-2 будемо мати

$$\frac{\rho_{p2}}{\rho_{p1}} = \frac{Q'_{p1} + Q''_{p1}}{Q'_{p2} + Q''_{p2}},$$

де Q'_{p1} , Q'_{p2} – об'ємні витрати водонафтової суміші з розчиненим у ній газом у перерізах 1-1 і 2-2 ($Q'_{p1} = Q'_{p2}$ на основі зробленого допущення); Q''_{p1} , Q''_{p2} – об'ємні витрати нафтового газу в перерізах 1-1 і 2-2. Використовуючи допущення, що вільний нафтовий газ задовольняє ізотермічному процесу, отримаємо

$$\rho_{p2} = \rho_{p1} \frac{p_2}{p_2 + \beta_{p1} (p_{p1} - p_{p2})}. \quad (2.84)$$

Із рівняння Бернуллі (2.59) для робочого потоку в межах приймальної камери можна записати

$$\frac{p_{p1}}{\rho_{p1}} - \frac{p_2}{\rho_{p2}} = \frac{Q_{p2}^2 \rho_{p2}^2}{2} \left(\frac{1}{f_{p2}^2 \rho_{p2}^2} - \frac{1}{f_{p1}^2 \rho_{p1}^2} \right). \quad (2.85)$$

Підставляємо (2.63) і (2.84) у рівняння (2.85) і розв'язуємо його відносно f_{p2} . При цьому будемо мати

$$f_{p2} = \frac{f_{p1}}{p_2} \left\{ \frac{[p_2 + \beta_{p1}(p_{p1} - p_2)]^2 \rho_{p1} \times (p_p - p_{p1} \rho_p / \rho_{p1} + \rho_p w_p^2 / 2)}{(1 + \xi_c)(1 - \beta_{p1}) \rho_p (p_{p1} - p_2) + \rho_{p1} (p_p - p_{p1} \rho_p / \rho_{p1} + \rho_p w_p^2 / 2)} \right\}^{0.5}. \quad (2.86)$$

При врахуванні нерозривності потоку інжектваного газу в приймальній камері ежектора із рівняння (2.66) знаходимо

$$p_2 = p_{in} \frac{k-1}{k} p_2^{1/k} - \frac{k-1}{k} \rho_{in} \frac{w_{in}^2}{2} \left(\frac{p_2}{p_{in}} \right)^{1/k} \left[\frac{p_{in}^{2/k} f_{in}^2 (1 + \xi_{ex})}{p_2^{2/k} (f_3 - f_{p2})^2} - 1 \right]. \quad (2.87)$$

Об'ємний коефіцієнт інжекції при вході в камеру змішування можна записати так:

$$u_2 = \frac{Q_{in2}}{Q_{p2}} = \frac{w_{in2} f_{in2}}{w_{p1} f_{p1} (1 - \beta_{p1}) + w_{p1} f_{p1} \beta_{p1} p_{p1} / p_2}. \quad (2.88)$$

Із (2.88), приймаючи до уваги те, що інжектований газ у приймальній камері задовольняє адіабатичному процесу, отримаємо рівняння, розв'язавши яке відносно швидкості w_{in} , одержимо

$$w_{in} = \frac{u_2 w_{p1} f_{p1} ((1 - \beta_{p1}) p_2 + \beta_{p1} p_{p1})}{f_{in} p_{p1}^{1/k} p_2^{(k-1)/k}}. \quad (2.89)$$

З врахуванням рівняння (2.81) із рівняння (2.89) отримуємо

$$w_{in} = \frac{u_2 w_p [(1 - \beta_p) p_{p1} + \beta_p p_p] \cdot [(1 - \beta_{p1}) p_2 + \beta_{p1} p_{p1}] f_p}{f_{in} p_{p1}^{(k+1)/k} p_2^{(k-1)/k}}. \quad (2.90)$$

Густину інжектваного газу на вході в ежектор приймаємо рівною густині вільного газу робочого потоку на зрізі сопла, тобто

$$\rho_{in} = \rho_{zp} \frac{P_{p1}}{P_p}. \quad (2.91)$$

Підставляємо (2.90) і (2.91) в (2.87) і отримуємо рівняння такого вигляду:

$$p_2 = p_{p1}^{\frac{k-1}{k}} p_2^{1/k} - \frac{k-1}{2k} \frac{\rho_{zp}}{P_p} \frac{u_2^2 w_p^2 [(1-\beta_p) p_{p1} + \beta_p P_p]^2}{f_{in}^2 p_{p1}^{\frac{(k+3)/k}{k}} p_2^{\frac{(2k-3)/k}{k}}} \times \frac{[(1-\beta_{p1}) p_2 + \beta_{p1} P_{p1}]^2}{1} f_p^2 \left[(1 + \xi_{ex}) \frac{P_{p1}^{2/k} f_{in}^2}{P_2^{2/k} (f_3 - f_{p2})^2} - 1 \right]. \quad (2.92)$$

Якщо замість f_{p2} у (2.92) підставити вираз (2.86), то одержимо при відомих тисках p_{p1} , P_p , коефіцієнті інжекції u_2 та інших параметрах рівняння для визначення тиску p_2 , а після цього за формулою (2.86) можна визначити f_{p2} .

Записуємо рівняння нерозривності потоку для камери змішування ежектора, враховуючи те, що інжектований газ у приймальній камері задовольняє адіабатичному процесу, а в камері змішування весь вільний газ задовольняє ізотермічному процесу

$$w_{in} \rho_{in} f_{in} + w_{p1} f_{p1} \left[(1 - \beta_{p1}) + \beta_{p1} \frac{P_{p1}}{P_2} \right] \rho_{p2} = \left\{ w_{p1} f_{p1} (1 - \beta_{p1}) + \left[w_{in} f_{in} \left(\frac{P_{p1}}{P_2} \right)^{1/k} + w_{p1} f_{p1} \beta_{p1} \frac{P_{p1}}{P_2} \right] \frac{P_2}{P_3} \right\} \rho_3. \quad (2.93)$$

Далі використовуємо рівняння (2.57) і підставляємо в нього математичні вирази для Q_{p2} , Q_{in2} , Q_3 і в результаті одержимо

$$\rho_{p2} \frac{[w_{p1} f_{p1} (1 - \beta_{p1}) + w_{p1} f_{p1} \beta_{p1} P_{p1} / P_2]^2}{f_{p2}} + \rho_{in2} \frac{w_{in}^2 f_{in}^2 (P_{in} / P_2)^{2/k}}{f_{in2}} - \rho_3 \frac{\left\{ w_{p1} f_{p1} (1 - \beta_{p1}) + [w_{in} f_{in} (P_{p1} / P_2)^{1/k} + w_{p1} f_{p1} \beta_{p1} P_{p1} / P_2] P_2 / P_3 \right\}^2}{2 f_3} \times (2 + \xi_{кз}) = (p_3 - p_2) f_3. \quad (2.94)$$

Розв'язуємо рівняння (2.93) відносно ρ_3

$$\rho_3 = \frac{w_{in}\rho_{in}f_{in} + w_{p1}f_{p1} \left[(1 - \beta_{p1}) + \beta_{p1} \frac{p_{p1}}{p_2} \right] \rho_{p2}}{w_{p1}f_{p1}(1 - \beta_{p1}) + \left[w_{in}f_{in} \left(\frac{p_{p1}}{p_2} \right)^{1/k} + w_{p1}f_{p1} \beta_{p1} \frac{p_{p1}}{p_2} \right] \frac{p_2}{p_3}}. \quad (2.95)$$

Підставляємо (2.95) у (2.94)

$$\begin{aligned} p_3 = & p_2 + \frac{\rho_{p2}}{f_{p2}f_3} \left[w_{p1}f_{p1}(1 - \beta_{p1}) + w_{p1}f_{p1}\beta_{p1} \frac{p_{p1}}{p_2} \right]^2 + \\ & + \frac{\rho_{in2}}{f_{in2}f_3} w_{in}^2 f_{in}^2 (p_{in}/p_2)^{2/k} - \frac{1}{2f_3^2 p_3} (2 + \xi_{к3}) \times \\ & \times \left\{ w_{in}\rho_{in}f_{in} + w_{p1}f_{p1} \left[(1 - \beta_{p1}) + \beta_{p1} \frac{p_{p1}}{p_2} \right] \rho_{p2} \right\} \times \\ & \times \left\{ w_{p1}f_{p1}(1 - \beta_{p1})p_3 + \left[w_{in}f_{in} \left(\frac{p_{p1}}{p_2} \right)^{1/k} p_2 + w_{p1}f_{p1}\beta_{p1} \frac{p_{p1}}{p_2} \right] \right\}. \end{aligned} \quad (2.96)$$

Густина інжектваного газу на вході в камеру змішування при врахуванні адіабатичного процесу при його русі у приймальній камері ежектора і формули (2.91) буде

$$\rho_{in2} = \rho_{ep} \frac{p_{p1}^{\frac{k-1}{k}} p_2^{\frac{1}{k}}}{p_p}. \quad (2.97)$$

Рівняння (2.96) є квадратним рівнянням відносно тиску p_3 . Після знаходження тиску p_3 , за формулою (2.95) можна визначити густину ρ_3 змішаного потоку на виході камери змішування.

Густина змішаного потоку на виході із дифузора ежектора на підставі рівняння нерозривності потоку та ізотермічності при його русі запишеться у такому вигляді:

$$\rho_c = \frac{Q_3 \rho_3}{w_{p1} f_{p1} (1 - \beta_{p1}) + \left[w_{in} f_{in} (p_{p1}/p_2)^{1/k} + w_{p1} f_{p1} \beta_{p1} p_{p1}/p_2 \right] p_2/p_c}. \quad (2.98)$$

При цьому об'єм суміші на виході із камери змішування буде

$$Q_3 = w_{p1} f_{p1} (1 - \beta_{p1}) + \left[w_{in} f_{in} (p_{p1}/p_2)^{1/k} + w_{p1} f_{p1} \beta_{p1} p_{p1}/p_2 \right] p_2/p_3. \quad (2.99)$$

Для виконання практичних обчислень, пов'язаних з рівнянням (2.64), нами була розроблена комп'ютерна програма EWN, в якій за незалежні змінні були прийняті тиск на виході ежектора p_c , коефіцієнт інжекції u_2 і об'ємний витратний газовміст потоку β_p перед ежектором. Тиск на виході ежектора, коефіцієнт інжекції u_2 і об'ємний витратний газовміст робочого потоку в програмі змінювалися у діапазонах $p_c = 0,305 \dots 0,665$ МПа, $u_2 = 0 \dots 0,5$ і $\beta_p = 0 \dots 0,3$. Були прийняті такі сталі параметри ежектора: діаметри отворів сопла і камери змішування $d_c = 6,5$ мм, $d_{кз} = 10$ мм, діаметр отвору перед соплом $d_p = 20$ мм, відношення площ отворів камери змішування і сопла $f_3/f_{p1} = 2,367$, діаметр отвору зворотного клапана, через який інжектований газ потрапляє у приймальну камеру ежектора, $d_{in} = 4$ мм, діаметр отвору на виході дифузора $d_o = 25$ мм. Крім того, параметри робочого потоку перед ежектором було взято такими: об'ємна витрата робочого потоку перед ежектором $Q_p = 2$ м³/год = $= 0,556 \cdot 10^{-3}$ м³/с, швидкість руху газорідної суміші перед соплом $w_p = 1,7698$ м/с, густина вільного газу на вході в ежектор $\rho_{zp} = 3,2$ кг/м³. Числові значення коефіцієнтів місцевих опорів у програмі прийнято $\xi_c = 0,095$, $\xi_{ax} = 0,17$, $\xi_{кз} = 0,05$, $\xi_o = 0,19$.

Програма працює так, що циклічно задаються значення незалежних змінних p_c , u_2 і β_p . При цьому при кожних заданих значеннях цих змінних перебираються числові значення тиску p_{p1} у приймальній камері ежектора. Для

кожного заданого значення тиску p_{p1} визначаються величини, що входять у рівняння (2.64), у такій послідовності: ρ_p , p_p , ρ_{p1} , β_{p1} , p_2 , f_{p2} , ρ_{p2} , ρ_{in2} , w_{p1} , Q_{in} , ρ_{in} , p_3 , ρ_3 , Q_3 і ρ_c . Те значення тиску p_{p1} , при якому рівняння (2.64) задовольняється, дає можливість визначити всі вище вказані величини.

За результатами виконаних обчислень побудовано декілька графіків. На рис. 2.10 зображена залежність безрозмірного відносного перепаду тиску $\Delta p_c / \Delta p_p$ від коефіцієнта інжекції u_2 на вході в камеру змішування при сталому тиску на виході ежектора ($p_c = 0,305$ МПа). Ця залежність зображена для різних об'ємних газовмістів робочого потоку ($\beta_p = 0 \dots 0,3$). При $\beta_p = 0$ (крива 1) $\Delta p_c / \Delta p_p$ є слабо спадною функцією, тільки від $u_2 = 0,4$ вказана функція починає зростати. Для $\beta_p = 0,1$ (крива 2) функція $\Delta p_c / \Delta p_p$ є спадною в інтервалі приблизно $0 \leq u_2 < 1,5$, а при більших u_2 зростає. При $\beta_p > 0,1$ на всьому інтервалі зміни u_2 ($0 \leq u_2 \leq 0,5$) $\Delta p_c / \Delta p_p$ слабо зростає.

Збільшення об'ємного газовмісту робочого потоку призводить до значного зменшення відносного перепаду тиску. Якщо порівнювати два випадки робочого потоку $\beta_p = 0$ і $\beta_p = 0,3$, то для $u_2 = 0$ $\Delta p_c / \Delta p_p$ при $\beta_p = 0,3$ зменшується у порівнянні з випадком $\beta_p = 0$ на 38,2%, а при $u_2 = 0,5$ – на 30,9%.

На рис. 2.11 зображена залежність густини змішаного потоку ρ_c на виході ежектора від коефіцієнта інжекції u_2 для різних газовмістів робочого потоку β_p ($\beta_p = 0; 0,1; 0,2; 0,3$) і сталому тиску на виході ежектора p_c ($p_c = 0,305$ МПа). Із збільшенням коефіцієнта інжекції густина змішаного потоку ρ_c на виході ежектора зменшується для всіх досліджених значень β_p ($\beta_p = 0 \dots 0,3$). Крім того, із рис. 2.11 видно, що і збільшення β_p при сталому u_2 призводить до суттєвого зменшення густини ρ_c .

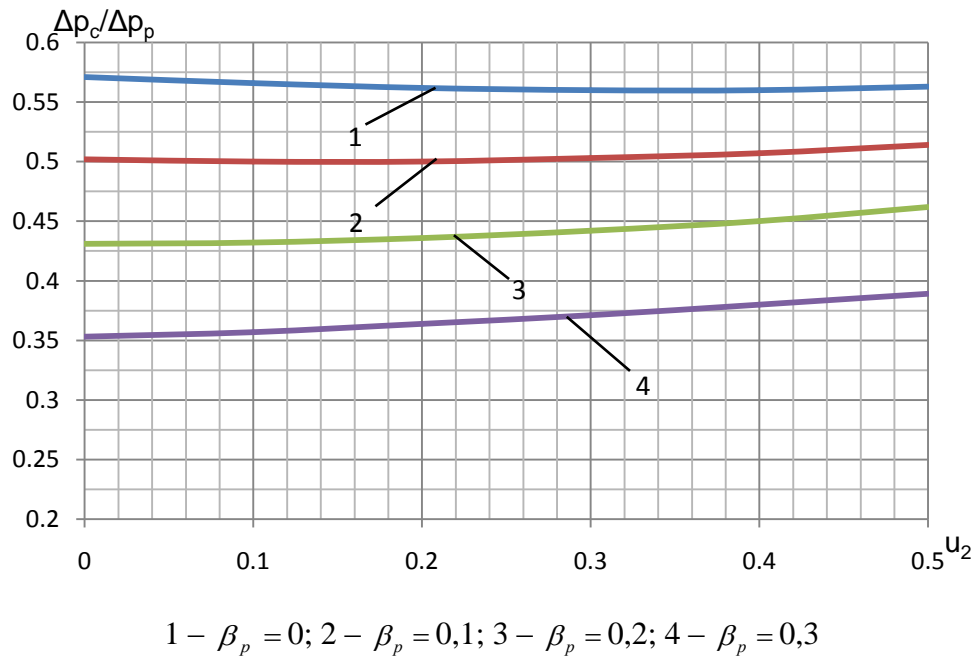


Рисунок 2.10 – Залежність безрозмірного відносного перепаду тиску ежектора від коефіцієнта інжекції при сталому тиску на його виході ($p_c = 0,305$ МПа)

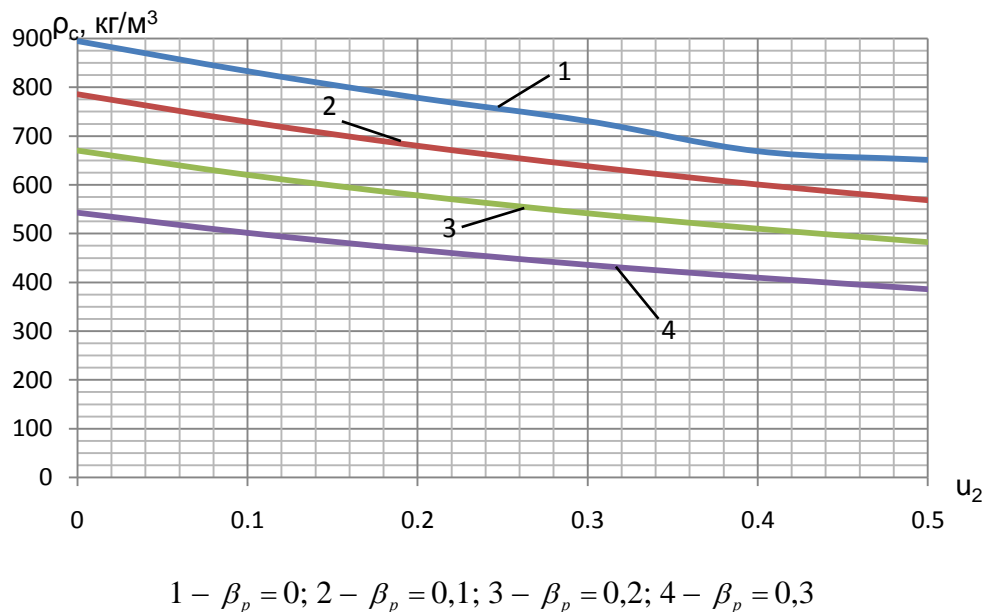


Рисунок 2.11 – Залежність густини газоводонафтової суміші на виході ежектора від коефіцієнта інжекції при сталому тиску $p_c = 0,305$ МПа

В табл.2.1 приведені числові значення густини ρ_p робочого потоку перед ежектором в залежності від β_p і густини ρ_c змішаного потоку в залежності від коефіцієнта інжекції u_2 і об'ємного газовмісту робочого потоку β_p при тиску

$p_c = 0,305$ МПа. Із таблиці 2.1 видно, що при збільшенні як u_2 , так і β_p густина змішаного потоку ρ_c зменшується.

Таблиця 2.1 – Залежність густини робочого потоку ρ_p від β_p і густини змішаного потоку ρ_c від u_2 і β_p при $p_c = 0,305$ МПа

β_p	ρ_p , кг/м ³	Густина ρ_c при різних u_2 , кг/м ³					
		0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
0	895,0	895,0	832,9	778,7	731,0	668,9	651,6
0,1	805,82	785,8	729,4	680,5	638,1	600,9	568,3
0,2	716,64	670,3	620,7	578,3	541,8	510,2	482,8
0,3	627,46	543,2	501,8	466,6	436,6	409,9	386,3

У таблиці 2.2 наведена різниця $\rho_p - \rho_c$ при $u_2 = 0,5$ і, крім того, зменшення густини ρ_c змішаного потоку по відношенню до густини ρ_p у відсотках. Числові результати табл.2.2 показують, що густина змішаного потоку ρ_c на виході ежектора зменшується досить суттєво (на 27,2...38,4%) у порівнянні з густиною робочого потоку ρ_p перед ежектором.

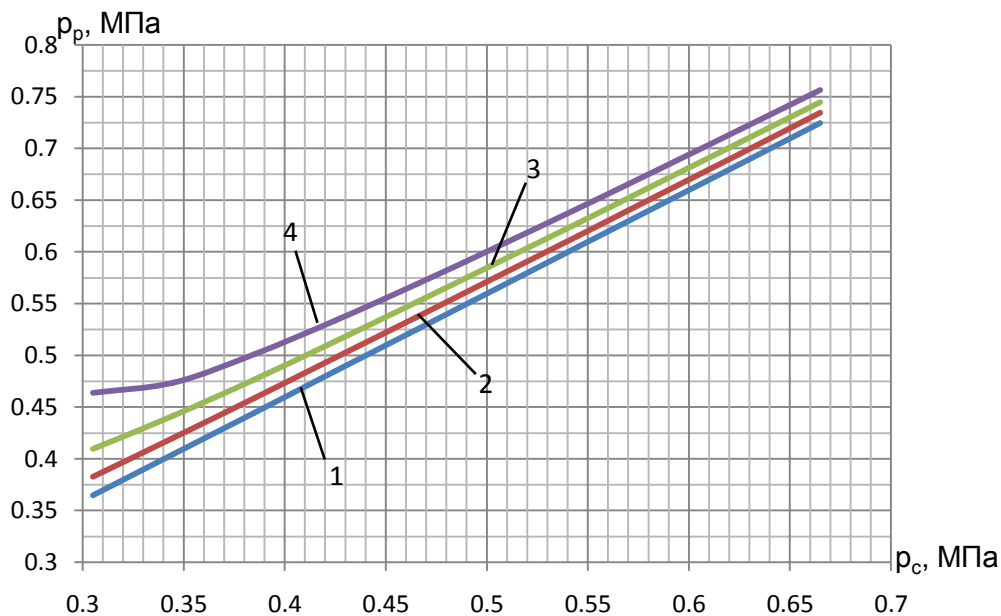
Таблиця 2.2 – Різниця густини ρ_p робочого потоку і густини ρ_c змішаного потоку при $u_2 = 0,5$

β_p	ρ_p , кг/м ³	ρ_c при $u_2 = 0,5$, кг/м ³	$\rho_p - \rho_c$, кг/м ³	$\frac{\rho_p - \rho_c}{\rho_p} \cdot 100\%$
0	895,0	651,6	243,40	27,2
0,1	805,82	568,3	237,52	29,5
0,2	716,64	482,8	233,84	32,6
0,3	627,46	386,3	241,16	38,4

Залежність між тиском p_p перед ежектором і тиском p_c на виході ежектора зображена на рис. 2.12 для різних β_p і $u_2 = 0,2$. Із рис. 2.12 видно, що при однаковому тиску на виході ежектора найбільший тиск перед ежектором має місце у випадку, коли в робочому потоці є найбільше вільного газу. При

прийнятих нами допущеннях це пояснюється тим, що більшій величині β_p відповідає більша швидкість як робочого, так і змішаного потоків, а отже і збільшення втрат на тертя.

При зростанні тиску p_c на виході ежектора різниця між найбільшим тиском p_p , що відповідає найбільшому значенню β_p і найменшим тиском p_p , що відповідає $\beta_p = 0$, зменшується. Наприклад, для $p_c = 0,305$ МПа різниця $p_p^{\max} - p_p^{\min} = 0,099$ МПа, а для $p_c = 0,665$ МПа – $p_p^{\max} - p_p^{\min} = 0,0317$ МПа (p_p^{\max} , p_p^{\min} – тиски робочого потоку перед ежектором, що відповідають $\beta_p = 0,3$ і $\beta_p = 0$).



$$1 - \beta_p = 0; 2 - \beta_p = 0,1; 3 - \beta_p = 0,2; 4 - \beta_p = 0,3$$

Рисунок 2.12 – Залежність тиску p_p робочого потоку при $u_2 = 0,2$ і різних його об'ємних витратних газівмістах від тиску p_c на виході ежектора

Переходимо до розглядання взаємозв'язків між параметрами рівняння (2.68) низьконапірного ежектора. Величини ρ_p , ρ_{p1} , ρ_{in} , ρ_{in2} , β_{p1} , p_p , ρ_c , w_{p1} визначаються за такими ж формулами, що і для високонапірного ежектора.

Швидкість інжектованого потоку при вході в камеру змішування визначаємо через коефіцієнт інжекції

$$w_{in2} = \frac{u_2 w_p f_p \left[(1 - \beta_p) p_{p1} + \beta_p p_p \right]}{p_{p1} (f_3 - f_{p1})}, \quad (2.100)$$

а швидкість інжектованого газу при вході в приймальну камеру знаходимо, використовуючи закон збереження маси. В результаті отримаємо

$$w_{in} = \frac{u_2 w_p f_p \left[(1 - \beta_p) p_{p1} + \beta_p p_p \right] p_2^{1/k}}{f_{in} p_{p1}^{(k+1)/k}}. \quad (2.101)$$

Підставляючи у рівняння Бернуллі (2.66) вирази (2.91), (2.97), (2.100) і (2.101), отримаємо рівняння для визначення тиску p_2 на вході в камеру змішування

$$\begin{aligned} & \frac{p_p}{\rho_{zp}} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_{p1}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] + \frac{k-1}{2k} \frac{u_2^2 w_p^2 f_p^2 \left[(1 - \beta_p) p_{p1} + \beta_p p_p \right]^2}{p_{p1}^2} \times \\ & \times \left[\frac{1}{f_{in}^2} \left(\frac{p_2}{p_{p1}} \right)^{\frac{2}{k}} - (1 + \xi_{ex}) \frac{1}{(f_3 - f_{p1})^2} \right] = 0. \end{aligned} \quad (2.102)$$

Отримане рівняння (2.102) для тиску p_2 відрізняється від аналогічного рівняння (2.92) для високонапірного ежектора.

Об'єм вільного газу у перерізі 3-3 (із робочого та інжектованого потоків) за умови ізотермічного процесу в ежекторі буде

$$Q_3'' = \left[w_{in} f_{in} \left(\frac{p_{p1}}{p_2} \right)^{1/k} p_2 + w_{p1} f_{p1} \beta_{p1} p_{p1} \right] \frac{1}{p_3}, \quad (2.103)$$

а об'ємна витрата водонафтової суміші

$$Q_3' = w_{p1} f_{p1} (1 - \beta_{p1}). \quad (2.104)$$

Використовуємо закон збереження маси для камери змішування

$$Q_{in2}\rho_{in2} + Q_{p2}\rho_{p2} = (Q'_3 + Q''_3)\rho_3. \quad (2.105)$$

Підставляючи у (2.105) вирази для всіх доданків і розв'язуючи його відносно ρ_3 , отримаємо

$$\rho_3 = \frac{(w_{in}\rho_{in}f_{in} + w_{p1}f_{p1}\rho_{p1})p_3}{w_{p1}f_{p1}(1 - \beta_{p1})p_3 + \left[w_{in}f_{in} \left(\frac{p_{p1}}{p_2} \right)^{1/k} p_2 + w_{p1}f_{p1}\beta_{p1}p_{p1} \right]}. \quad (2.106)$$

Формула (2.106) відрізняється також від аналогічної формули (2.95) для високонапірного ежектора.

Рівняння (2.65) після представлення швидкостей через витрати, а витрати Q_3 через Q_{p2} і Q_{in2} і заміни сили тертя F_{mp} її аналітичним виразом, матиме такий вигляд:

$$\begin{aligned} \rho_{p2} \frac{Q_{p2}^2}{f_{p1}} + \rho_{in2} \frac{Q_{in2}^2}{f_{in2}} - \frac{(Q_{in2}\rho_{in2} + Q_{p2}\rho_{p1})^2}{2f_3\rho_3} (2 + \xi_{кз}) = \\ = p_3 f_3 - p_{p1} f_{p1} - p_2 (f_3 - f_{p1}). \end{aligned} \quad (2.107)$$

Після підстановки у рівняння (2.107) математичних виразів для Q_{p2} , Q_{in2} і ρ_3 і виконання перетворень одержимо квадратне рівняння для визначення тиску p_3

$$\begin{aligned} 2f_3^2 p_3^2 - \left\{ 2f_3 \left[p_{in} f_{p1} + p_2 (f_3 - f_{p1}) + \rho_{p1} w_{p1}^2 f_{p1} + \frac{(w_{in}\rho_{in}f_{in})^2}{\rho_{in2}(f_3 - f_{p1})} \right] - \right. \\ \left. - (2 + \xi_{кз}) (w_{p1} f_{p1} \rho_{p1} + w_{in} \rho_{in} f_{in}) w_{p1} f_{p1} (1 - \beta_{p1}) \right\} p_3 + \\ + (2 + \xi_{кз}) \left[(w_{p1} f_{p1} \rho_{p1} + w_{in} \rho_{in} f_{in}) w_{in} f_{in} \left(\frac{p_{in}}{p_2} \right)^{1/k} p_2 + \right. \\ \left. (w_{p1} f_{p1} \rho_{p1} + w_{in} \rho_{in} f_{in}) w_{p1} f_{p1} \beta_{p1} p_{in} \right] = 0. \end{aligned} \quad (2.108)$$

Швидкості змішаного потоку на виході камери змішування і дифузора при врахуванні зроблених допущень відповідно будуть

$$w_3 = \frac{1}{f_3} \left\{ w_{p1} f_{p1} (1 - \beta_{p1}) + \left[w_{in} f_{in} \left(\frac{P_{in}}{P_2} \right)^{1/k} P_2 + w_{p1} f_{p1} \beta_{p1} P_{in} \right] \frac{1}{P_3} \right\}, \quad (2.109)$$

$$w_c = \frac{1}{f_c} \left\{ w_{p1} f_{p1} (1 - \beta_{p1}) + \left[w_{in} f_{in} \left(\frac{P_{in}}{P_2} \right)^{1/k} P_2 + w_{p1} f_{p1} \beta_{p1} P_{in} \right] \frac{1}{P_c} \right\}. \quad (2.110)$$

Отримано формули для обчислення всіх змінних величин, які входять у рівняння (2.68) низьконапірного ежектора. Деякі з цих формул відрізняються від відповідних формул високонапірного ежектора. Це зумовлено тим, що для низьконапірного ежектора всі параметри робочого потоку в приймальній камері залишаються постійними. Такий підхід запозичено із роботи [113], в якій для низьконапірних струминних насосів всі параметри робочого потоку в приймальній камері на відміну від високонапірних прийнято постійними.

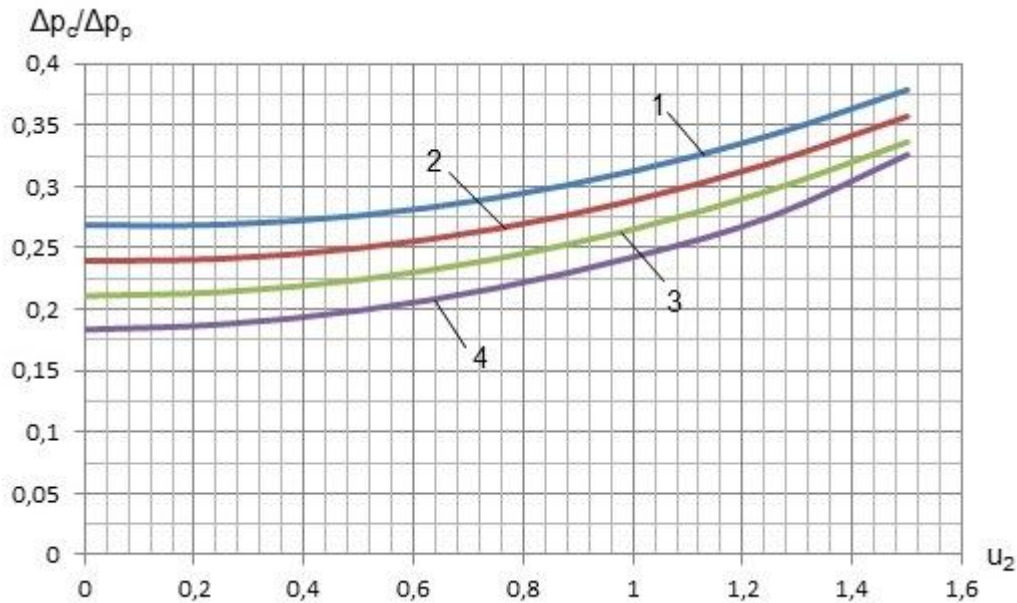
Методика практичного використання рівняння (2.68) низьконапірного ежектора для практичних обчислень аналогічна методиці використання рівняння (2.64) високонапірного ежектора[41]. За незалежні змінні прийняті величини p_c , u_2 і β_p . При цьому необхідно знайти таке значення тиску p_{p1} у приймальній камері ежектора, при якому рівняння (2.68) задовольняється. Це здійснюється у такий спосіб. Задається орієнтовне значення тиску p_{p1} і, користуючись ним, заданими значеннями незалежних змінних, а також відомими значеннями постійних параметрів обчислюються значення параметрів рівняння (2.68), а також деяких допоміжних параметрів, що не входять у рівняння (2.68) за вищенаведеними формулами у такій послідовності: ρ_p , P_p , ρ_{p1} , P_2 , ρ_{in2} , w_{p1} , β_{p1} , ρ_{in} , w_{in} , P_3 , ρ_3 , w_3 , ρ_c і w_c . Отримані значення обчислених параметрів, постійних і незалежно змінних параметрів підставляються у рівняння (2.68). Якщо воно не задовольняється, то вибирається нове значення тиску p_{p1} , тобто рівняння (2.68) необхідно розв'язати одним із числових методів.

З метою реалізації вказаної методики нами була розроблена комп'ютерна програма ENN. У цій програмі тиск на виході ежектора p_c змінювався у діапазоні 0,26...0,62 МПа з кроком 0,04 МПа, коефіцієнт інжекції – від 0 до 1,5 з кроком 0,25, а для об'ємного витратного газомісту потоку перед ежектором β_p приймалися значення 0; 0,1; 0,2 і 0,3. Обчислення виконано для двох різних значень площі отвору, через який інжектований газ потрапляє у приймальну камеру ежектора, а саме, для $f_{in} = 0,126 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ і $0,785 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, що відповідають діаметрам отворів $d_{in} = 4 \text{ мм}$ і 10 мм . Крім того, прийняті такі значення постійних параметрів ежектора: діаметри сопла, камери змішування і вихідного отвору дифузора: $d_c = 8 \text{ мм}$, $d_{кз} = 20 \text{ мм}$, $d_o = 45 \text{ мм}$ ($f_{p1} = 0,503 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $f_3 = 0,3142 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, $f_c = 0,159 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$), $f_3/f_{p1} = 6,25$, об'ємна витрата робочого потоку (газоводонафтової суміші) перед ежектором $Q_p = 2 \text{ м}^3/\text{год} = 0,556 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ і швидкість робочого потоку на вході в ежектор $w_p = 1,7698 \text{ м/с}$.

Деякі із результатів обчислень представлені у вигляді графіків на рис. 2.13, 2.14 і 2.15. На рис. 2.13 зображена залежність відносного перепаду тиску $\Delta p_c / \Delta p_p$ від коефіцієнта інжекції u_2 на вході в камеру змішування при різних витратних газомістах β_p робочого потоку для випадку, коли діаметр отвору для інжектованого газу $d_{in} = 4 \text{ мм}$.

Як видно із рис. 2.13 при збільшенні β_p відносний перепад тиску зменшується, а збільшення коефіцієнта інжекції u_2 викликає збільшення відносного перепаду тиску. Це явище має своє пояснення. При збільшенні коефіцієнта інжекції суттєво зростає швидкість w_{in} входу інжектованого газу в приймальну камеру ежектора у випадку малого отвору d_{in} (у даному випадку $d_{in} = 4 \text{ мм}$). Наприклад, при $\beta_p = 0,2$, $u_2 = 1,5$, $p_c = 0,34 \text{ МПа}$ швидкість інжектованого газу $w_{in} = 70,11 \text{ м/с}$, в той час як швидкість робочого потоку на виході із сопла $w_{p1} = 11,50 \text{ м/с}$. Тобто, отвір для інжектування газу служить свого

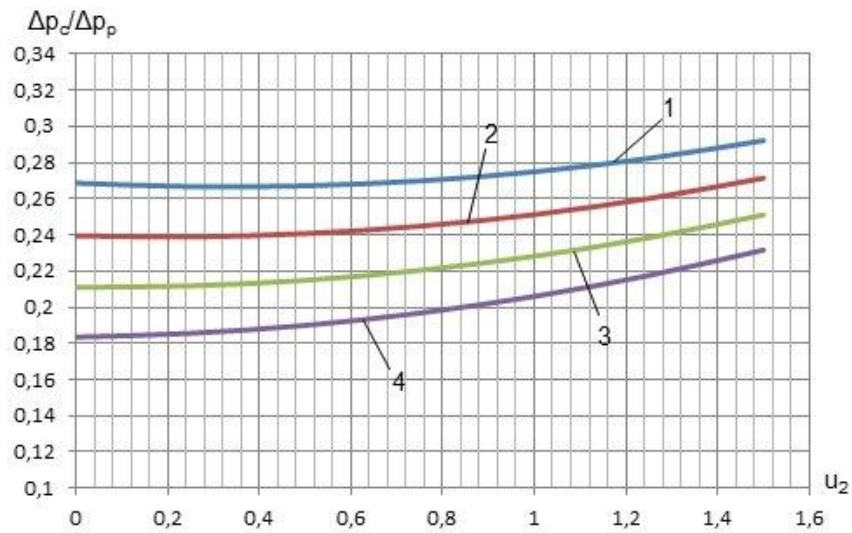
роду другим соплом. Це викликає зменшення тиску p_{p1} у приймальній камері ежектора і тиску p_p перед ежектором. В результаті цього при сталому тиску на виході ежектора зростає величина $\Delta p_c / \Delta p_p$.



$$1 - \beta_p = 0; 2 - \beta_p = 0,1; 3 - \beta_p = 0,2; 4 - \beta_p = 0,3; f_{in} = 0,126 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

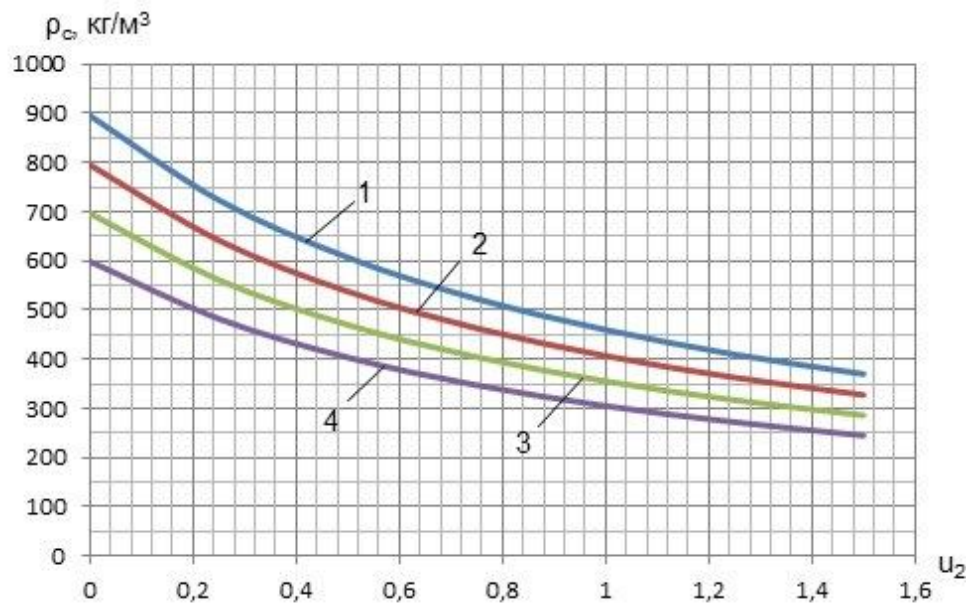
Рисунок 2.13 – Залежність безрозмірного відносного перепаду тиску від коефіцієнта інжекції при тиску на виході ежектора $p_c = 0,34$ МПа

Це пояснення підтверджує рис. 2.14, на якому зображена та ж залежність $\Delta p_c / \Delta p_p(u_2)$ при тих же різних β_p , але замість діаметра отвору $d_{in} = 4$ мм взято $d_{in} = 10$ мм. При цьому, якщо $\beta_p = 0,2$, $u_2 = 1,5$, $p_c = 0,34$ МПа, то швидкість інжектваного газу $w_{in} = 11,04$ м/с, а швидкість $w_{p1} = 11,49$ м/с. За умов $\beta_p = 0,2$, $u_2 = 1,5$, $p_c = 0,34$ МПа і $d_{in} = 4$ мм тиски робочого потоку перед ежектором і в приймальній камері $p_p = 0,3821 \cdot 10^6$ МПа, $p_{p1} = 0,3187 \cdot 10^6$ МПа, за тих же умов, тільки при $d_{in} = 10$ мм ті ж тиски мають значення $p_p = 0,3875 \cdot 10^6$ МПа, $p_{p1} = 0,3241 \cdot 10^6$ МПа. Це означає, що збільшення діаметра отвору для інжектваного газу викликає збільшення тиску робочого потоку перед ежектором.



$$1 - \beta_p = 0; 2 - \beta_p = 0,1; 3 - \beta_p = 0,2; 4 - \beta_p = 0,3; f_{in} = 0,785 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Рисунок 2.14 – Залежність безрозмірного відносного перепаду тиску від коефіцієнта інжекції при тиску на виході ежектора $p_c = 0,34$ МПа



$$1 - \beta_p = 0, \rho_p = 895 \text{ кг/м}^3; 2 - \beta_p = 0,1, \rho_p = 805,8 \text{ кг/м}^3; 3 - \beta_p = 0,2, \rho_p = 716,6 \text{ кг/м}^3;$$

$$4 - \beta_p = 0,3, \rho_p = 627,5 \text{ кг/м}^3; f_{in} = 0,126 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 (d_{in} = 4 \text{ мм})$$

Рисунок 2.15 – Залежність густини газоводонафтової суміші на виході ежектора від коефіцієнта інжекції при тиску $p_c = 0,34$ МПа

На рис. 2.15 наведена залежність густини ρ_c змішаного потоку на виході ежектора від коефіцієнта інжекції u_2 при різних β_p , тиску на виході ежектора $p_c = 0,34$ МПа і діаметрі вхідного отвору для інжектваного газу $d_{in} = 4$ мм. При збільшенні β_p густина змішаного потоку ρ_c зменшується. Також і збільшення коефіцієнта інжекції u_2 зумовлює зменшення густини ρ_c . Збільшення коефіцієнта інжекції u_2 від 0 до 1,5 призводить до зменшення густини ρ_c змішаного потоку в 2,418...2,433 рази. Менше значення цього діапазону відповідає меншому значенню витратного газовмісту β_p робочого потоку.

Перевірити коректність отриманих рівнянь нафтогазових ежекторів за результатами стендових експериментальних досліджень, в яких робочим потоком була б газоводонафтова суміш, а інжектованим потоком – нафтовий газ, не було можливості. Тому вказані рівняння порівнювались з рівняннями для водоповітряних ежекторів та результатами їх експериментальних досліджень.

У роботі [113] розглядається питання про максимальний перепад тиску, який створюється водоповітряним ежектором, що настає у випадку, коли коефіцієнт інжекції повітря $u=0$. Тоді із рівняння характеристики водоповітряного ежектора при коефіцієнтах швидкості $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = 1$ отримано рівняння

$$\left(\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p} \right)_{\max} = 2 \frac{f_{p1}}{f_3} - \left(\frac{f_{p1}}{f_3} \right)^2. \quad (2.111)$$

З іншого боку вказується на умову, яка призводить до $u=0$. При збільшенні протитиску настає режим, за якого коефіцієнт інжекції повітря u знижується до нуля. Камера змішування заповнюється тільки водою і ежектор перестає відсмоктувати повітря. Отримані таким способом експериментальні дані $(\Delta p_c)_{\max}$ за різних швидкостей витікання води w_{p1} із сопла порівнювались із результатами обчислень за формулою

$$(\Delta p_c)_{\max} = \frac{\rho w_{p1}^2}{2} \left[2 \frac{f_{p1}}{f_3} - \left(\frac{f_{p1}}{f_3} \right)^2 \right], \quad (2.112)$$

що отримується із (2.111) (ρ – густина води).

Виявилось, що розрахункові криві добре співпадають з результатами експериментів, виконаних авторами роботи [113]. Близьке співпадіння обчислень за (2.112) з результатами дослідів при коефіцієнтах швидкостей взятих рівними одиниці у [113] пояснюють тим, що за нульового коефіцієнта інжекції весь ежектор заповнюється водою, що рухається з невеликими швидкостями, а це призводить до зниження втрат, які мають місце за нормальної роботи водоповітряного ежектора.

Якщо у рівняннях нафтогазових ежекторів (2.64) і (2.68) робочим потоком буде вода, то $\rho_{p1} = \rho_{p2} = \rho_3 = \rho_c = \rho_p$. За відсутності інжектваного потоку коефіцієнт $u_2=0$. Крім того, у вказаних рівняннях можна знехтувати доданками $\rho_p w_p^2/2$, $f_3 \rho_3 / (f_c^2 \rho_c^2)$, $\rho_3 w_c^2/2$ у зв'язку із їх малістю у порівнянні з іншими доданками, тиск $p_2 = p_{p1}$, $f_{p2} = f_{p1}$, $w_{in} = 0$, $1 - \rho_{in2} / \rho_{in} = 0$. Враховуючи все вище наведене, обидва рівняння (2.64) і (2.68) зводяться до однакового рівняння, а саме

$$\frac{2f_{p1}^2}{(1 + \xi_c)f_3} (p_p - p_{p1}) \left(\frac{1}{f_{p1}} - \frac{\xi_\delta + \xi_{кз} + 1}{2f_3} \right) - p_c + p_{p1} = 0. \quad (2.113)$$

При коефіцієнтах швидкості рівними одиниці коефіцієнти опору $\xi_c = \xi_\delta = \xi_{кз} = 0$ і рівняння (2.113) зводиться до рівняння (2.111), задовольняючи також результати експериментальних досліджень, наведених у [113].

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 2

Після проведення теоретичних досліджень за їх результатами можна зробити наступні висновки:

1. При визначенні кутової швидкості обертання кривошипа верстата-качалки було встановлено, що нерівномірність обертання кривошипа мало впливає на швидкість руху точки підвісу штанг, а тому, для її визначення достатньо використати геометричні розміри верстата-качалки і постійну кутову швидкість кривошипа, яка розраховується через номінальну частоту обертання ротора електродвигуна. Для отримання більш точних значень кутової швидкості вала кривошипа необхідно розв'язати другу задачу динаміки для машинного агрегату, яким є верстат-качалка разом зі своїм приводом, штангами, насосом і перекачуваної сумішшю.

2. Для вибраної свердловини встановлено розподіл тиску і температури від її вибою і до устя на основі відомих методів Поетмана-Карпентера і Баксендела, а також визначено тиск і температуру на вході у насос, тиск на виході з насоса, відкоректований тиск насичення, трубний газовий фактор, густину газоводонафтового і водонафтового потоків над свердловинним насосом. Знайдена залежність швидкості руху газоводонафтового і водонафтового потоків над свердловинним насосом для різних їх перерізів від кута повороту верстата-качалки. Виконано уточнення результатів розрахунків тиску та температури, одержаних за тими ж методами Поетмана-Карпентера і Баксендела завдяки розв'язанню диференціальних рівнянь числовим методом Адамса-Крилова. Результати обох методик були близькими тільки на відрізку між вибоєм свердловини і точкою підвісу насоса для розподілу тиску, а розходження за температурою постійно зростало і у точці підвісу склало $\Delta T = 7,8$ К. У випадку відрізка свердловини між устям свердловини і точкою підвісу насоса різниця між кривими розподілу тиску і температури є суттєвою (у точці підвісу насоса складає $\Delta p = 1,72$ МПа, $\Delta T = 12,5$ К).

3. Користуючись моделлю гомогенного середовища для робочого та змішаного потоків, отримані рівняння характеристики нафтогазових ежекторів і розроблена методика обчислення їх параметрів при незалежно змінних тиску на виході ежекторів p_c , коефіцієнті інжекції u_2 на вході в камеру змішування і витратному газівмісті β_p робочого потоку перед ежектором. Виконані обчислення показали, що збільшення величини β_p від 0 до 0,3 спричиняє зменшення відносного перепаду тиску $\Delta p_c / \Delta p_p$ як для низьконапірного, так і для високонапірного ежекторів (наприклад, для низьконапірного ежектора при $u_2 = 0$ $\Delta p_c / \Delta p_p = 0,269 \dots 0,184$; для високонапірного при $u_2 = 0,5$ $\Delta p_c / \Delta p_p = 0,563 \dots 0,389$). При збільшенні коефіцієнта інжекцій u_2 в діапазоні від 0 до 0,5 для високонапірного ежектора і сталому тиску на його виході $\Delta p_c / \Delta p_p$ змінюється незначно, а у випадку низьконапірного ежектора збільшення u_2 зумовлює зростання $\Delta p_c / \Delta p_p$, яке ще суттєво залежить від діаметра отвору інжектваного газу. Наприклад, для діаметра отвору $d_{in} = 4$ мм, $\beta_p = 0,2$, $p_c = 0,34$ МПа і зміні $u_2 = 0 \dots 1,5$ величина $\Delta p_c / \Delta p_p = 0,211 \dots 0,363$. Густина змішаного потоку ρ_c на виході ежектора значно зменшується при збільшенні коефіцієнта інжекції u_2 і величини β_p (високонапірний ежектор: при $p_c = 0,305$ МПа і $u_2 = 0,5$ зменшення густини змішаного потоку ρ_c по відношенню до густини робочого потоку ρ_p на вході в ежектор складає 27,2%...38,4% при зміні $\beta_p = 0 \dots 0,3$; низьконапірний ежектор: при зростанні коефіцієнта інжекції u_2 від 0 до 1,5 густина змішаного потоку зменшується в 2,418...2,433 рази).

4. Якщо в отриманих у даному розділі рівняннях нафтогазових ежекторів прийняти за робочий потік воду, а за інжектований – повітря, то за нульового коефіцієнта інжекції та різних швидкостей витікання води із сопла забезпечується максимальний перепад тиску $(\Delta p_c)_{max}$ і отримані результати співпадають з результатами відомих експериментальних досліджень.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РІДИННОГАЗОВИХ ЕЖЕКЦІЙНИХ СИСТЕМ

Для низки результатів, отриманих при виконанні теоретичних досліджень нафтогазових ежекторів, необхідне експериментальне підтвердження. Потрібно встановити чи підтвердиться поділ ежекторів на високонапірні ($f_3/f_{p1} < 4$) та низьконапірні ($f_3/f_{p1} \geq 4$), яким чином впливає зміна геометрії ежектора, зокрема діаметра сопла d_c , на відносний перепад тиску в ньому, взаємозв'язок між тисками на вході та на виході ежектора та вплив на них тиску інжектваного потоку, залежність густини ρ_c змішаного потоку на виході ежектора від коефіцієнта інжекції u_2 та ін. Крім того, особливо важливою є перевірка ежекторів на працездатність за наявної різниці тисків між тиском інжектваного газу перед ежектором і тиском робочого та інжектваного потоків у його приймальній камері, тобто перевірка на можливість його роботи з «підпором». Така перевірка потрібна тому, що у нафтових свердловинах робота ежектора пов'язана з різницею тисків у затрубному просторі свердловини і тиском у його приймальній камері, які значно перевищують атмосферний, особливо це стосується ежекторів, що встановлені на значних глибинах.

3.1 Формулювання завдань експериментальних досліджень

Провести експериментальне дослідження, в якому робочим потоком була б газоводонафтова суміш, а інжектованим потоком – нафтовий газ, у лабораторних умовах немає можливості з огляду на необхідність дотримання техніки безпеки. Тому при проведенні лабораторного дослідження за робочий потік було взято воду, а за інжектований потік – спочатку повітря, а потім вуглекислий газ. Таким чином, дослідження виконувалось на водоповітряному та водогазовому ежекторах.

За результатами експериментів при цьому не можна безпосередньо вказати, які були б результати експериментів, якби замість водоповітряного ежектора за тих же умов використовувати нафтогазовий ежектор. Головні причини такі: у газоводонафтовому потоці є розчинений нафтовий газ, а також наявний і вільний нафтовий газ. Але, не дивлячись на це, отримані результати дають достовірну якісну картину роботи і нафтогазового ежектора, що є досить важливим. Кількісні результати будуть трохи іншими.

Для перевірки справедливості поділу ежекторів на високонапірні ($f_3/f_{p1} < 4$) та низьконапірні ($f_3/f_{p1} \geq 4$), який отримано при теоретичному дослідженні нафтогазових ежекторів, було передбачено виготовлення сопел та камер змішування ежектора з різними діаметрами отворів, які задовольняють нерівностям $f_3/f_{p1} < 4$ і $f_3/f_{p1} \geq 4$.

Щоб забезпечити різницю тисків між тиском інжектованого повітря перед ежектором і тиском робочого та інжектованого потоків у приймальній камері в експериментальний стенд було включено компресор, який забезпечував створення вказаної різниці тисків, тобто давав можливість перевірки ежектора на його роботу з «підпором».

Для визначення відносного перепаду тиску $\Delta p_c / \Delta p_p$ при розробці експериментального стенда було передбачено вимірювання тиску робочого потоку перед ежектором, у його приймальній камері та змішаного потоку на виході з нього. Це дало можливість перевірити вплив діаметра сопла d_c на відносний перепад тиску при роботі ежектора.

Для побудови безрозмірної характеристики ежектора $\Delta p_c / \Delta p_p (u)$ при розробці лабораторного стенда, крім того, було забезпечено вимірювання об'ємів робочого та інжектованого потоків, які проходять через ежектор.

Таким чином, завданнями експериментального дослідження було:

– перевірка достовірності поділу ежекторів на високонапірні, які забезпечують досить високий відносний перепад тиску $\Delta p_c / \Delta p_p$, але при

невеликому коефіцієнті інжекції u та низьконапірні, які забезпечують значно нижчий перепад тиску, але при досить великому коефіцієнті інжекції;

- встановлення можливості роботи ежекторів з «підпором»;
- визначення характеру залежностей між тиском робочого потоку p_p на вході в ежектор і тиском p_c на його виході, а також тиском p_e інжектваного потоку перед ежектором;
- дослідження безрозмірних характеристик ежекторів $\Delta p_c / \Delta p_p (u)$ у випадку різних діаметрів сопел та різних значеннях тиску p_e інжектваного газу перед ежектором;
- визначення впливу тиску p_e інжектваного газу, а також різниці тисків $p_e - p_{pl}$ (величини «підпору») на коефіцієнт інжекції u ;
- дослідження впливу газу, що розчиняється у воді (вуглекислого газу), на роботу водогазового ежектора.

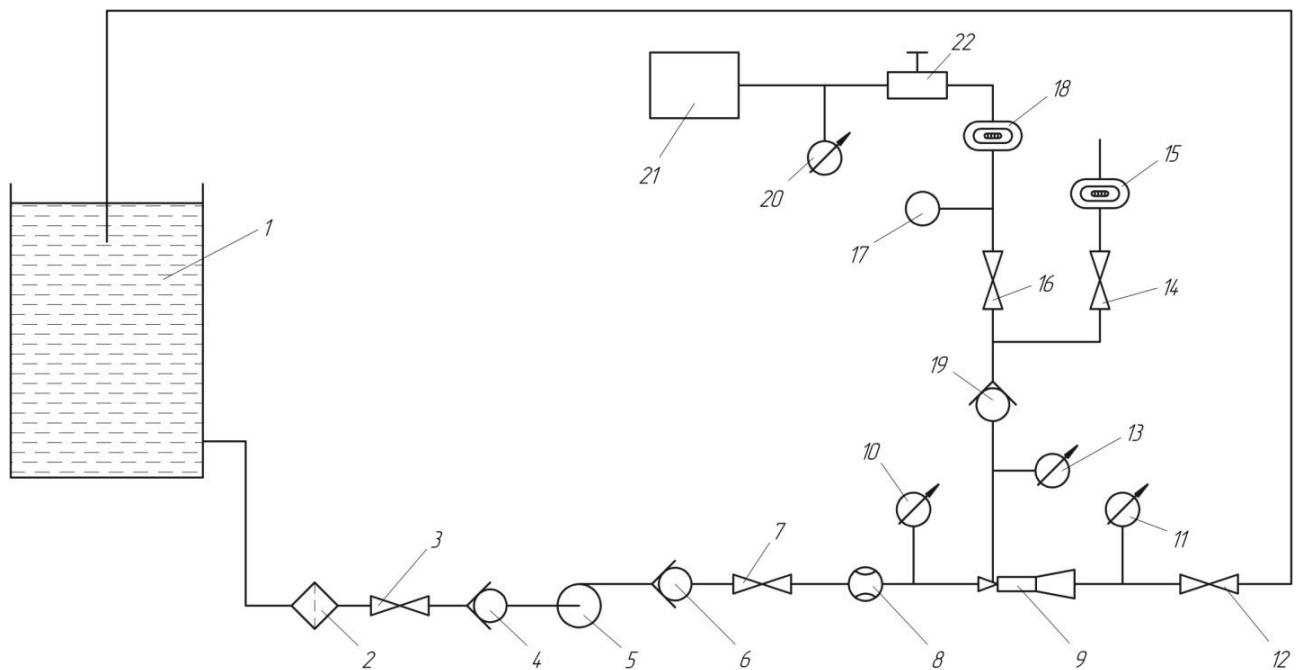
3.2 Опис лабораторних ежекторних установок для інжекції повітря та вуглекислого газу

Для проведення лабораторного дослідження були виготовлені дві лабораторні установки. Перша з них, гідравлічна схема якої зображена на рис.3.1, була виготовлена для проведення дослідів з повітрям [40]. Установка складається із приймального резервуара 1, об'єм якого 200 л, відцентрового насоса 5 серії JSWm15M, лічильника води GROSS MTK20 8, досліджуваного ежектора 9, поршневого компресора 21, газового редуктора 22, ротаційного газового лічильника G10 PJI-EX 18, лічильника газу Арсенал GMSG6 15, вимірювальних приладів, які включають манометри 10, 11, 20, мановакууметр 13, біметалевий термометр ТБ 17, а також кульові крани 3, 7, 12, 14, 16, фільтр 2 для насоса, зворотні клапани 4, 6, 19, систему шлангів та різноманітну арматуру.

Лабораторна установка працює так: вода із приймального резервуара 1 подається в насос 5, який нагнітає рідину через лічильник води 8 у сопло

ежектора. На виході із сопла ежектора в приймальній камері створюється понижений тиск і повітря, що подається компресором, проходить через газовий редуктор 22, газовий лічильник 18 при відкритому крані 16 і закритому крані 14 у приймальну камеру ежектора. А далі вода і повітря перемішуються в камері змішування ежектора, суміш проходить через дифузор ежектора 9 і при відкритому крані 12 потрапляє по гнучкому трубопроводу в приймальний резервуар установки. Якщо ж кран 16 закритий, а кран 14 відкритий, то повітря із атмосфери проходитиме у приймальну камеру ежектора у випадку, якщо в ній буде створений тиск, нижчий атмосферного, тобто у цьому випадку ежектор відсмоктуватиме повітря із навколишнього середовища.

Зовнішній вигляд даної установки наведено на рис. 3.2.



- 1 – приймальний резервуар; 2 – фільтр; 3, 7, 12, 14, 16 – крани; 4, 6, 19 – зворотні клапани;
 5 – відцентровий насос JSWm15M; 8 – лічильник води GROSS MTK20; 9 – ежектор; 10, 11, 20 – манометри ДМ 05 – МП – ЗУ 100 – 0,6 МПа; 13 – мановакууметр ДА 05160 – (-100 +500 кПа);
 15 – газовий лічильник Арсенал GMSG6; 17 – термометр ТБ – 80 – 50 0+120 – 1,5;
 18 – лічильник газу ротаційний G10 РЛ – EX; 21 – компресор; 22 – редуктор газовий

Рисунок 3.1 – Гідравлічна схема лабораторної установки у випадку інжектування повітря

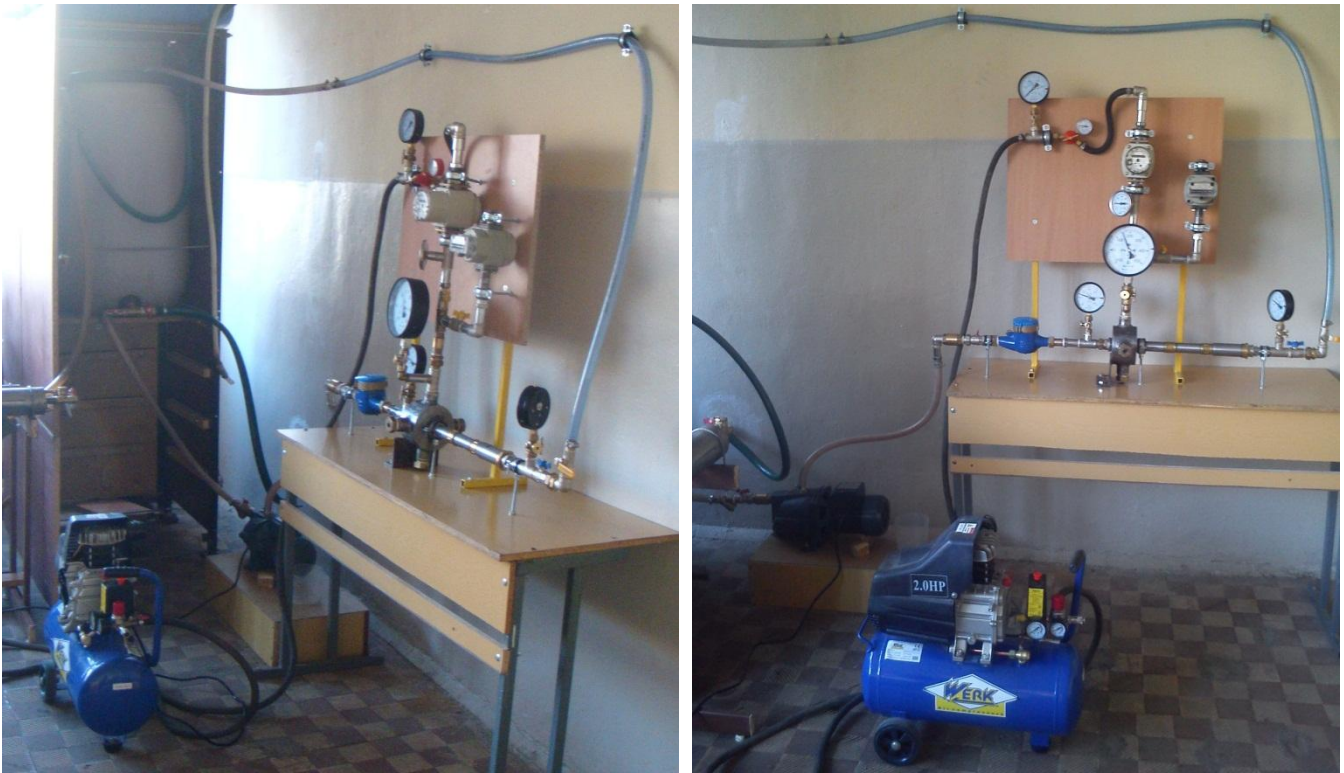
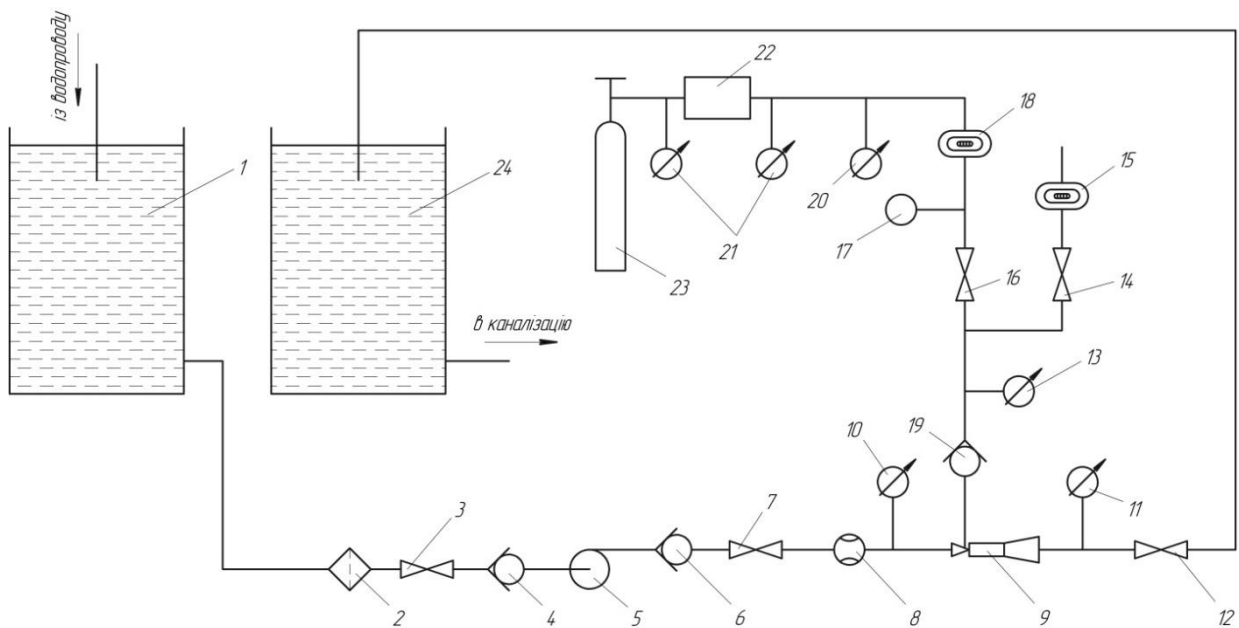


Рисунок 3.2 – Лабораторна ежекторна водоповітряна установка

Для проведення випробувань ежектора на вуглекислому газі була використана дещо інша установка (рис. 3.3). Нова установка відрізняється від початкової (рис. 3.1) тим, що в ній додатково встановлений приймальний резервуар змішаного потоку 24, об'єм якого 200 л, а замість газового компресора з редуктором на газовій лінії під'єднаний балон з вуглекислим газом 23 і редуктор балона 22 [77].

Модифікована лабораторна установка працює абсолютно так само, як і перша, але вуглекислий газ подається в приймальну камеру із балона 23, проходячи через редуктор 22, газовий лічильник 18 при відкритому крані 16 і закритому крані 14. А далі вода і вуглекислий газ перемішуються в камері змішування ежектора, виходять з нього і по гнучкому трубопроводу потрапляють в приймальний резервуар 24.

Зовнішній вигляд другої лабораторної установки для інжектування вуглекислого газу представлено на рис. 3.4.



1 – резервуар води; 2 – фільтр насоса; 3, 7, 12, 14, 16 – крани; 4, 6, 19 – зворотні клапани; 5 – відцентровий насос JSWm15M; 8 – лічильник води GROSS MTK20; 9 – ежектор; 10, 11, 20 – манометри ДМ 05 – МП – ЗУ 100 – 0,6 МПа; 13 – мановакууметр ДА 05160 – (-100 +500 кПа); 15 – газовий лічильник Арсенал GMSG6; 17 – термометр ТБ – 80 – 50 0+120 – 1,5; 18 – лічильник газу ротаційний G10 РЛ – ЕХ; 21 – манометри редуктора газового балона з CO₂; 22 – редуктор балона; 23 – газовий балон з CO₂; 24 – приймальний резервуар для води з CO₂

Рисунок 3.3 – Гідравлічна схема лабораторної установки при інжектуванні CO₂

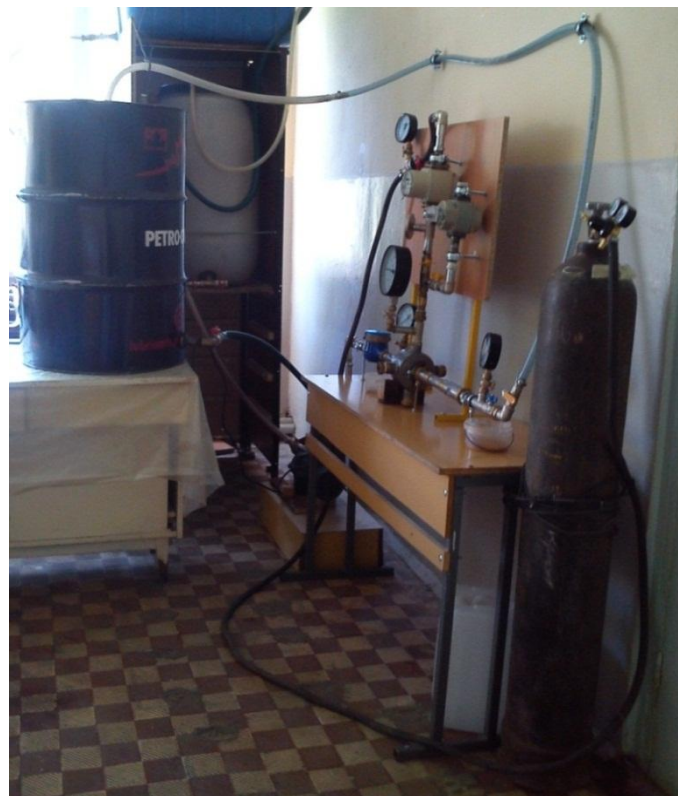
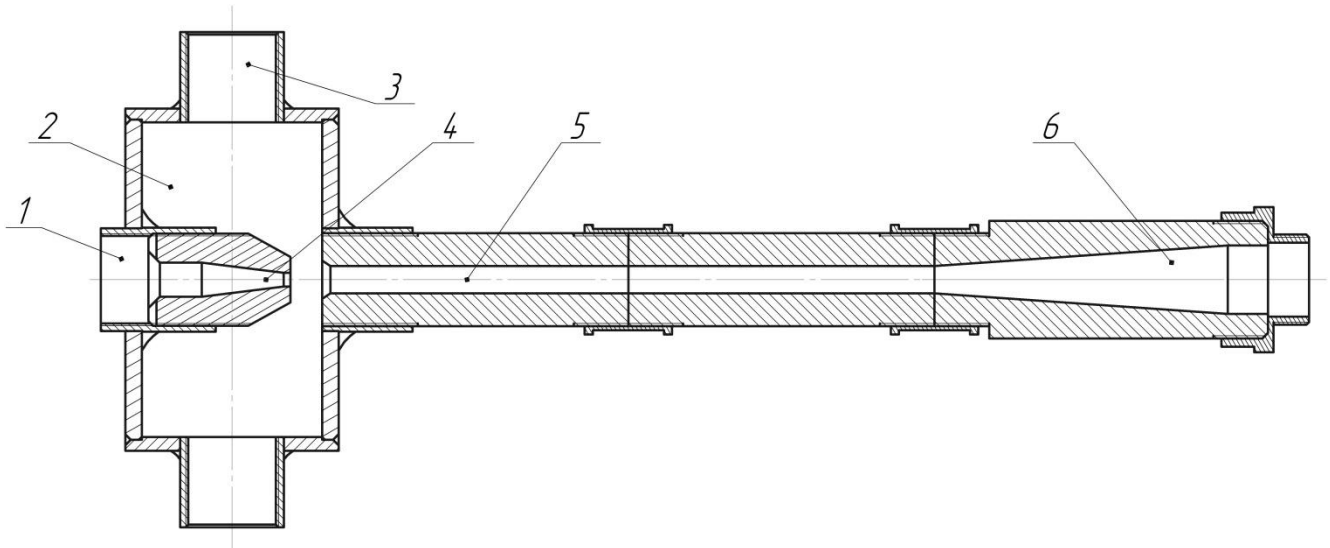


Рисунок 3.4 – Лабораторна ежекторна водогазова установка для інжектування CO₂

Для проведення експериментального дослідження було виготовлено ежектор з двома різними камерами змішування (відрізняються камери змішування діаметрами отворів; у однієї камери діаметр отвору 10 мм, а в іншій – 12,5 мм) і чотирма соплами, діаметр вихідного отвору яких $d_c = 5,0; 5,4; 6,2$ і $6,6$ мм. Конструкція всього ежектора і окремо сопла зображені на рис.3.5 і 3.6 відповідно.



1 – патрубок для робочого потоку; 2 – приймальна камера; 3 – патрубок для інжектваного потоку; 4 – сопло; 5 – камера змішування; 6 - дифузор

Рисунок 3.5 – Конструкція водоповітряного ежектора

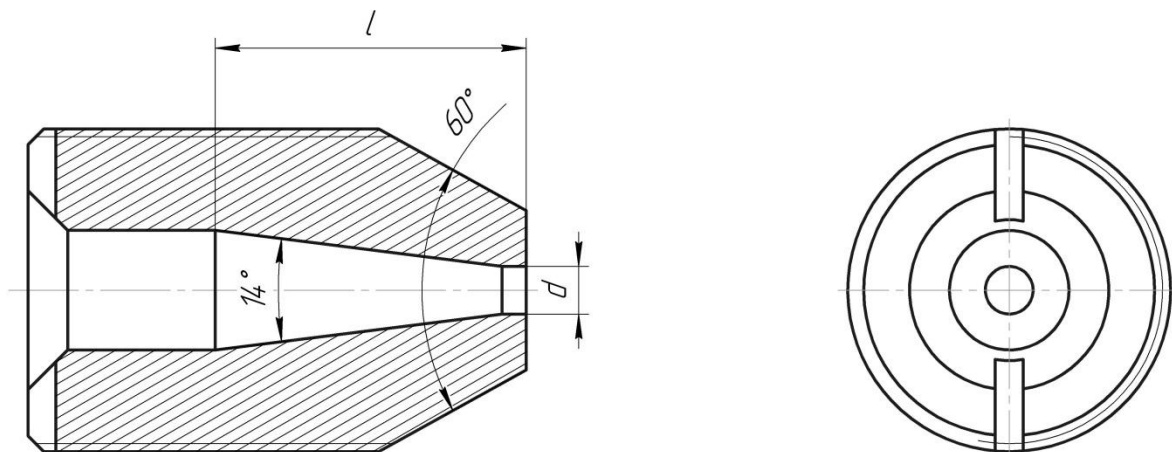


Рисунок 3.6 – Конструкція сопла водоповітряного ежектора

3.3 Програма і методика проведення експериментальних досліджень

Програма проведення лабораторних випробувань передбачає:

1. Перевірити класифікацію струминних апаратів, а, зокрема, і ежекторів, на високо- та низьконапірні.

2. Дослідити характеристику водоповітряних ежекторів при їх сумісній експлуатації з ЕВН та її модифікацію при зміні опору системи.

3. Дослідити вплив основних геометричних параметрів, до прикладу, таких як діаметр отвору сопла та камери змішування, на робочі параметри ежекторів.

4. Визначити яким чином вплине на роботу ежектора наявність різниці між тиском інжектваного потоку перед ежектором і тиском у його приймальній камері.

5. Дослідити роботу водоповітряних ежекторів при інжектуванні ними різних газів: повітря та вуглекислого газу. З'ясувати як впливає на робочі параметри ежектора розчинність інжектваних газів у його робочому потоці.

Поставлена програма досліджень була реалізована завдяки розробленій та реалізованій методиці проведення лабораторних експериментів. Ця методика включає у себе як підготовку лабораторної установки для проведення дослідів, так і безпосередньо послідовність вимірювань.

Перед початком експериментальної роботи опресовуються всі з'єднання лабораторної установки. У компресорі регулюється запобіжний клапан так, щоб він спрацьовував при тиску біля 1МПа при нульовій подачі компресора. Після цього можна приступати до виконання експериментальної роботи.

Методика одинарного дослідження така:

– встановлюється в ежектор сопло на одній із відстаней від його торця до входу в камеру змішування, наприклад, сопло $d_c = 5$ мм на відстані $l_{ck} = 10$ мм;

– включається відцентровий насос 5 при повністю відкритому крані 12 і закритих кранах 14 і 16 (рис. 3.1). Відмічаємо показ мановакууметра 13;

– при працюючому компресорі за допомогою газового редуктора 22 встановлюємо тиск дещо менший тиску, який показує мановакууметр 13;

– відкриваємо кран 16 і регулюємо газовим редуктором 22 тиск на його виході так, щоб він став рівним 0,02 МПа;

- даємо невеликий проміжок часу попрацювати установці для того, щоб покази всіх манометрів, мановакууметра і термометра стабілізувалися;
- включаємо секундомір і одночасно записуємо покази лічильника води 8, газового лічильника 18, покази манометрів 10, 11, 20, манометра на газовому редукторі (на рис. 1 він не зображений), мановакууметра 13 і термометра 17;
- через п'ять хвилини роботи установки секундомір виключаємо і одночасно записуємо покази лічильників 8 і 18.

Після цього за допомогою газового редуктора 22 підвищуємо тиск на виході з нього на 0,01 або 0,02 МПа, не міняючи положення крана 12. Даємо витримку для стабілізації показів вимірювальних приладів. Повторюємо далі операції попереднього дослідю.

Наступні дослідю пов'язані зі збільшенням тиску на виході газового редуктора кожен раз на величину 0,02 МПа при незмінному положенні крана 12. Збільшення тиску на виході газового редуктора продовжуємо до тих пір, поки тиск за показами манометра газового редуктора не досягне величини 0,12 МПа, а для ежектора з діаметром камери змішування $d_{кз}=12,5$ мм – величини 0,2 МПа.

Збільшуємо далі опір на виході із ежектора 9, прикриваючи кран 12 так, щоб тиск у приймальній камері ежектора трохи збільшився у порівнянні з попередніми дослідюми. Регулюємо газовим редуктором 22 тиск на його виході, щоб він став рівним 0,02 МПа. Наступні операції повторюються як і в попередніх дослідюдах.

При прикриванні крана 12 тиск води при вході в ежектор за показами манометра 10 повинен бути меншим 0,47 МПа.

Такі ж дослідю потрібно провести із ежектором при розміщенні сопла на відстанях $l_{ск}=16$ мм до входу в камеру змішування.

Аналогічні дослідю виконуємо з ежектором, в якому встановлені сопла $d_c=5,4; 6,2; \text{ і } 6,6$ мм.

Змінюємо в ежекторі камеру змішування разом з дифузором і виконуємо всі такі ж самі досліди, які були проведені з ежектором при попередній камері змішування.

3.4 Аналіз результатів лабораторних експериментальних досліджень

При виконанні експериментального дослідження на лабораторній установці кожен дослід тривав 5 хв, записувалися покази лічильників води і повітря на початку та в кінці досліду, тиск води перед ежектором, тиск у приймальній камері, тиск водоповітряної суміші після ежектора, тиск повітря на виході з газового редуктора, а також температура повітря після газового лічильника 18. Досліди проведено при установці в ежектор по черзі всіх сопел спочатку з камерою змішування $d_{кз}=12,5$ мм, а потім і з камерою змішування $d_{кз}=10$ мм. При виконанні дослідів змінювалося навантаження на ежектор. Найменше навантаження відповідає повністю відкритому крану 12 (рис. 3.1). Збільшення навантаження на ежектор здійснювалося прикриванням крана 12. Крім того, змінювався тиск інжектваного повітря перед ежектором, починаючи від 0,02 МПа до 0,1 МПа, а для дослідів з камерою змішування $d_{кз}=12,5$ мм навіть до 0,2 МПа.

Всі тиски, які використовуються для побудови та аналізу графіків у даному розділі є надлишковими.

Результати проведення усіх лабораторних випробувань водоповітряних та водогазових ежекторів наведені у додатках.

За отриманими результатами проведених дослідів побудовано цілу низку графіків. На рис. 3.7, рис. 3.8 і рис. 3.9 зображено безрозмірну характеристику ежектора $\Delta p_c / \Delta p_p (u)$ з камерою змішування $d_{кз}=12,5$ мм для різних діаметрів сопел d_c і тиску інжектваного повітря відповідно $p_e=0,04; 0,06; 0,08$ МПа.

Збільшення коефіцієнта інжекції u , як видно на вказаних рисунках, для всіх сопел викликає зменшення безрозмірного тиску $\Delta p_c / \Delta p_p$, що зумовлено

втратами тиску в камері змішування і дифузорі, а також зменшенням густини змішаного потоку на виході ежектора.

Лінія характеристики високонапірного ежектора є більш стрімкою у порівнянні з низьконапірними ежекторами. Це наглядно видно на рис. 3.7, 3.8 і 3.9. Із чотирьох сопел до високонапірного ежектора потрібно віднести тільки ежектор з діаметром сопла $d_c=6,6$ мм. Характеристика цього ежектора на всіх трьох рисунках йде найбільш круто. Пояснюється це тим, що при одній і тій же площі f_3 камери змішування у випадку високонапірного ежектора є менша площа для входу інжектованого потоку в камеру змішування в порівнянні з низьконапірними ежекторами. А тому створюється більший опір при проходженні інжектованого потоку.

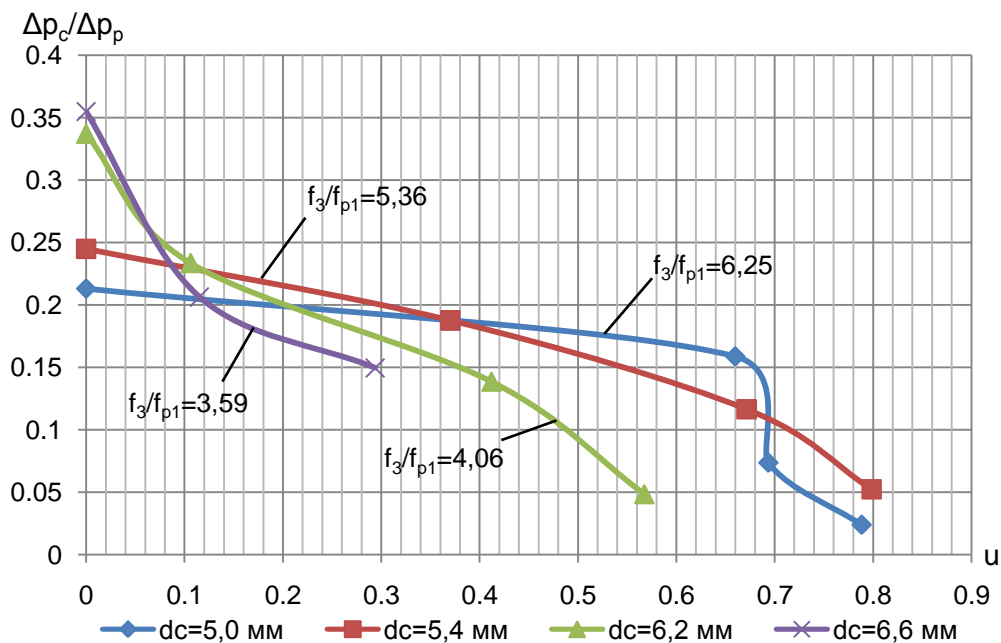


Рисунок 3.7 – Безрозмірна характеристика ежектора при тиску інжектованого повітря $p_e=0,04$ МПа та діаметрі камери змішування $d_{кз}=12,5$ мм для різних діаметрів сопла

При збільшенні коефіцієнта інжекції u відносний тиск $\Delta p_c/\Delta p_p$ виявляється меншим у високонапірного ежектора ніж у низьконапірного. Викликано це явище тим, що при однаковому тиску на виході ежектора коефіцієнт інжекції низьконапірного ежектора є більшим ніж у високонапірного

за рахунок того, що відношення площ f_3/f_{p1} у низьконапірного є більшим ніж у високонапірного. Щоб порівняти відносні тиски $\Delta p_c/\Delta p_p$ у цих двох ежекторах необхідно мати для них однакові коефіцієнти інжекції. Але при цьому тиск p_c на виході у низьконапірному ежекторі є більшим у порівнянні з високонапірним.

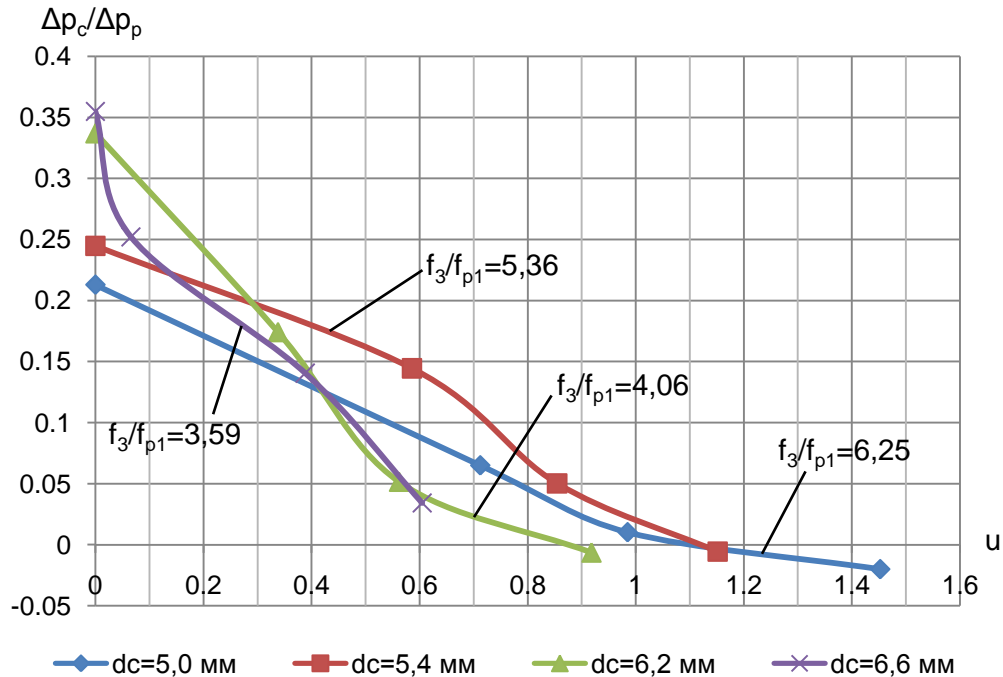


Рисунок 3.8 – Безрозмірна характеристика ежектора при тиску інжектованого повітря $p_e=0,06$ МПа та діаметрі камери змішування $d_{кз}=12,5$ мм для різних діаметрів сопла

Збільшення тиску p_e інжектованого повітря перед ежектором, як це видно із рис. 3.7, 3.8 і 3.9, викликає збільшення коефіцієнта інжекції u . У випадку, коли $p_e=0,04$ МПа, найбільший коефіцієнт інжекції $u \approx 0,8$ для ежектора з соплами $d_c=5$ мм і $5,4$ мм (рис. 3.7). При $p_e=0,08$ МПа найбільший коефіцієнт інжекції $u > 2$ для ежектора з соплом $d_c=5$ мм (рис. 3.9).

Крім того, збільшення тиску p_e інжектованого повітря перед ежектором призводить до зменшення тиску на виході ежектора по відношенню до тиску в приймальній камері ежектора. В результаті відносний тиск $\Delta p_c/\Delta p_p$ стає від'ємним. Пояснення цього явища полягає в тому, що збільшення тиску повітря

p_e спричиняє з однієї сторони підвищення тиску в приймальній камері і тиску робочого (водяного) потоку перед ежектором, а з другої сторони при цьому збільшується коефіцієнт інжекції u , що зумовлює зменшення тиску змішаного потоку на виході ежектора.

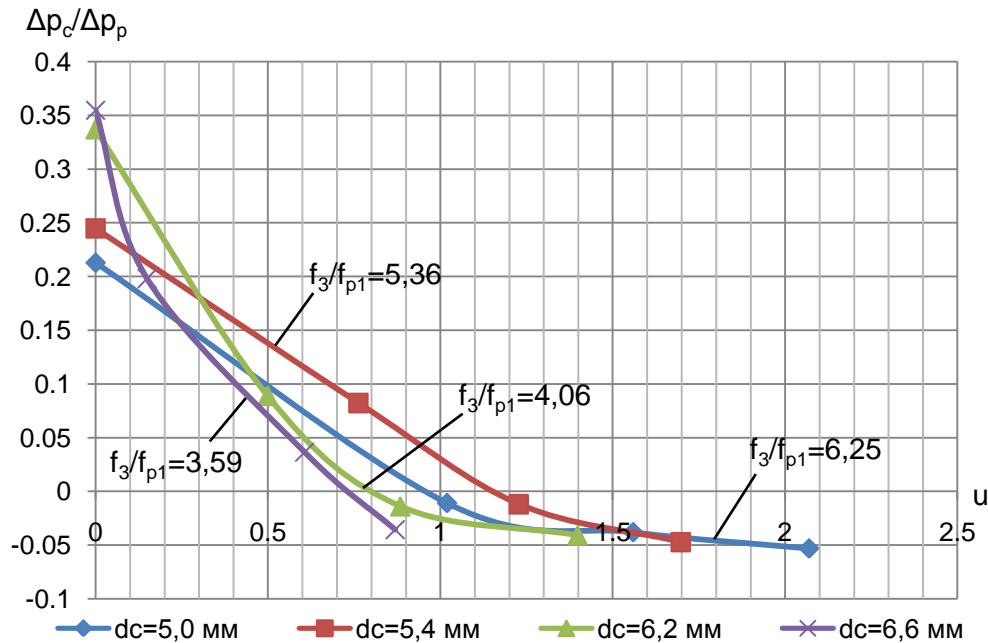


Рисунок 3.9 – Безрозмірна характеристика ежектора при тиску інжектованого повітря $p_e=0,08$ МПа та діаметрі камери змішування $d_{кз}=12,5$ мм для різних діаметрів сопла

На рис. 3.10 і рис. 3.11 представлена залежність коефіцієнта інжекції u від тиску інжектованого повітря перед ежектором. Як для камери змішування $d_{кз}=10$ мм, так і для камери змішування $d_{кз}=12,5$ мм збільшення тиску повітря p_e забезпечує збільшення коефіцієнта інжекції u . Найбільше збільшення коефіцієнта інжекції u має місце в ежекторі з діаметром сопла $d_c=5$ мм, оскільки у випадку цього сопла є найбільша вільна площа поперечного перерізу камери змішування на її вході для інжектованого повітря.

Для ежектора з камерою змішування $d_{кз}=12,5$ мм були проведені дослідження з більшим діапазоном зміни тиску повітря p_e . Виявилось, що існує при певному

тиску повітря p_e максимум для коефіцієнта інжекції u . Наприклад, для ежектора з діаметром сопла $d_c=5$ мм $u_{\max} \approx 4,2$ (рис. 3.11).

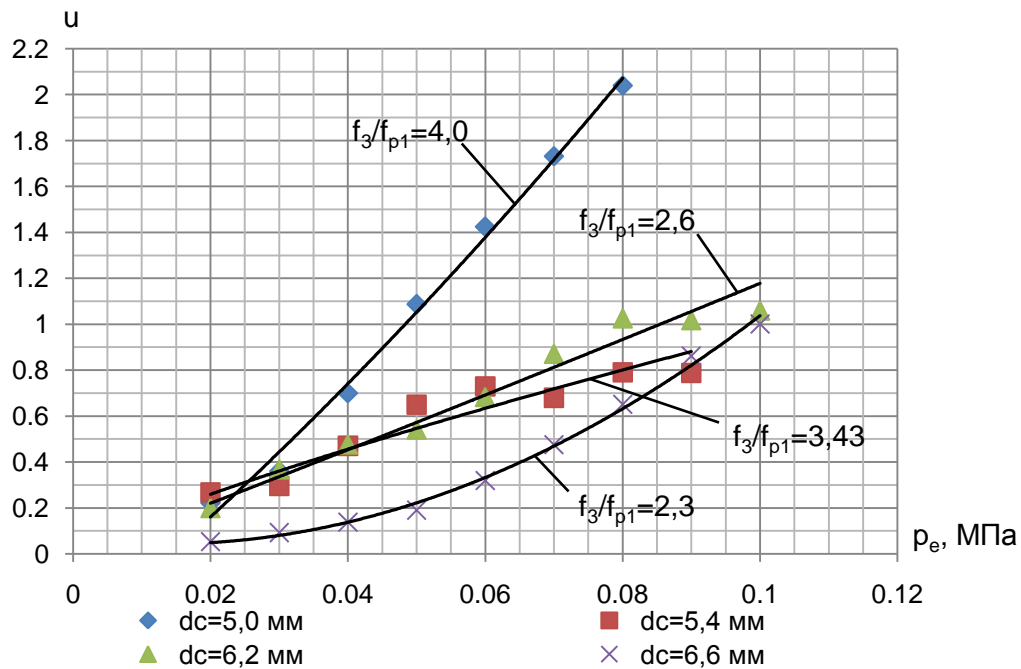


Рисунок 3.10 – Залежність коефіцієнта інжекції u від тиску інжектуючого повітря p_e при діаметрі камери змішування $d_{кз}=10$ мм

На рис. 3.12 і рис. 3.13 зображена залежність відносного перепаду тиску $\Delta p_c/\Delta p_p$ від тиску p_e інжектуючого повітря при діаметрах камери змішування відповідно $d_{кз}=10$ мм і $d_{кз}=12,5$ мм для чотирьох різних діаметрів сопел.

Із збільшенням тиску p_e інжектуючого повітря відносний перепад тиску $\Delta p_c/\Delta p_p$ ежектора зменшується для обох камер змішування і всіх чотирьох сопел. Для ежектора з камерою змішування $d_{кз}=12,5$ мм досліди проводилися у більшому діапазоні тиску p_e . Виявилось, що на інтервалі $p_e=0,1\dots0,15$ МПа функція $\Delta p_c/\Delta p_p(p_e)$ має мінімум для всіх сопел. При цьому величина $\Delta p_c/\Delta p_p$ стає від'ємною, оскільки тиск p_c є меншим від тиску p_{p1} у приймальній камері ежектора (p_{p1} – тиск робочого потоку на виході з сопла; $p_{p1} = p_{in}$).

Аналіз отриманих числових значень величин тисків p_e , p_p , p_{p1} , p_c , і витрат повітря Q_n та води Q_v показує, що зі збільшенням тиску p_e інжектуючого

повітря витрата повітря Q_n зростає. Але при певному значенні цього тиску витрата Q_n досягає максимуму і подальше зростання тиску p_e вже не викликає збільшення витрати Q_n , а навпаки її зменшення.

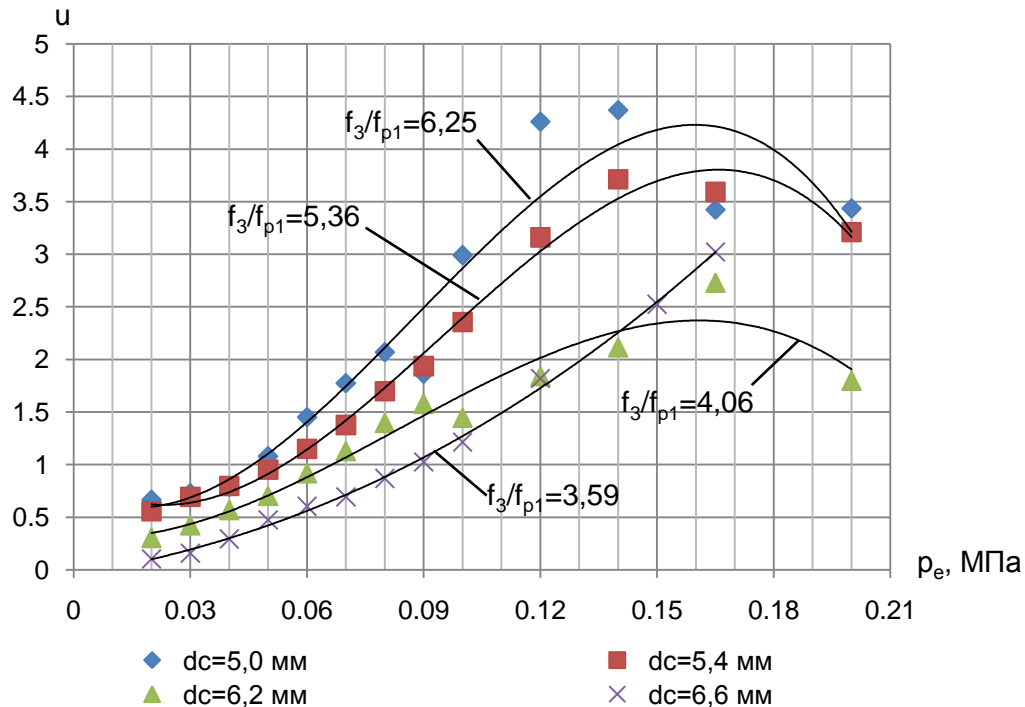


Рисунок 3.11 – Залежність коефіцієнта інжекції u від тиску інжектваного повітря p_e при діаметрі камери змішування $d_{кз}=12,5$ мм

З другої сторони найбільшій витраті Q_n повітря відповідає і найбільша різниця тисків $p_e - p_{p1}$. Подальше зростання тиску p_e інжектваного повітря викликає зменшення витрати повітря Q_n і різниці тисків $p_e - p_{p1}$. Це зумовлено тим, що опір переміщенню інжектваного повітря в камері змішування досягає такої величини, за якої стає неможливим подальше збільшення витрати Q_n , а тому інтенсивніше зростає тиск у приймальній камері ежектора.

Залежність тиску p_p робочого потоку (води) перед ежектором від тиску p_e інжектваного повітря представлена на рис. 3.14 і рис. 3.15. Для ежектора з камерами змішування $d_{кз}=10$ мм і $d_{кз}=12,5$ мм і різними соплами збільшення тиску p_e повітря перед ежектором призводить до збільшення тиску p_p робочого потоку.

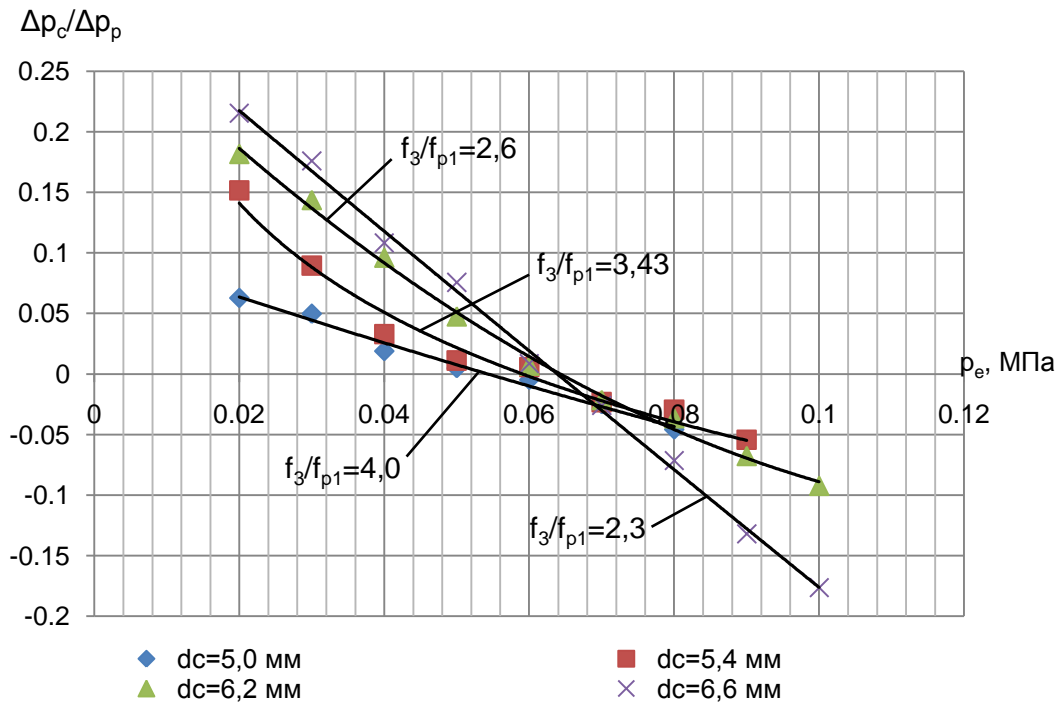


Рисунок 3.12 – Залежність відносного перепаду тиску $\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}$ від тиску інжектowanego повітря p_e при діаметрі камери змішування $d_{kz} = 10$ мм

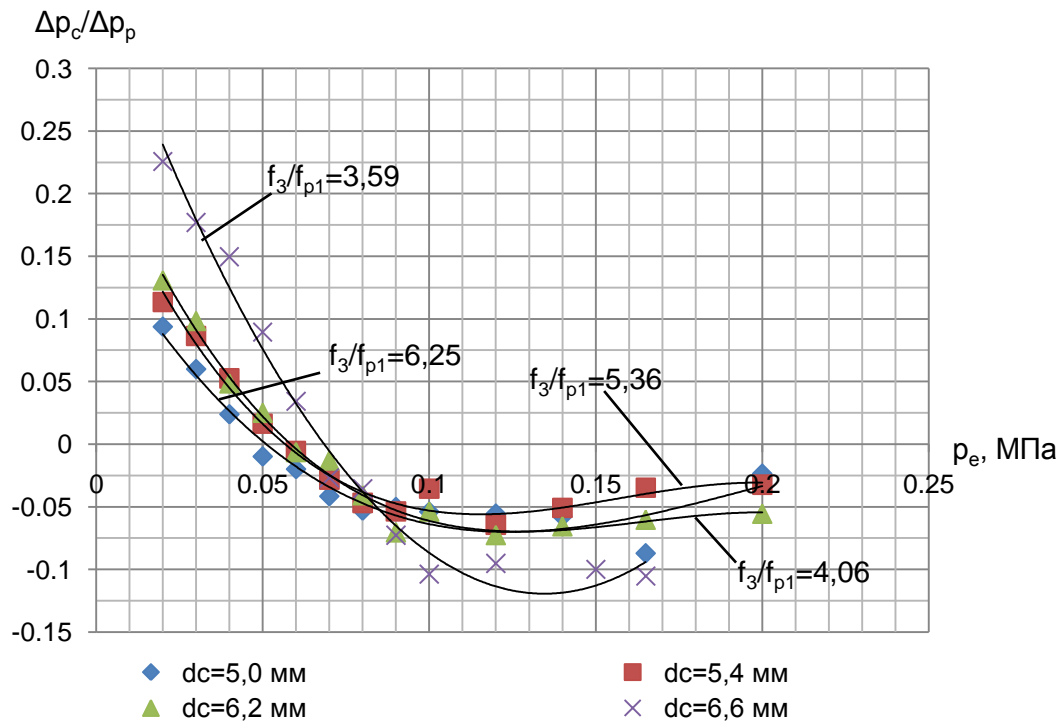


Рисунок 3.13 – Залежність відносного перепаду тиску $\frac{\Delta p_c}{\Delta p_p}$ від тиску інжектowanego повітря p_e при діаметрі камери змішування $d_{kz} = 12.5$ мм

Із рис. 3.14 і 3.15 видно, що для високонапірних ежекторів ($f_3/f_{p1} < 4$) при збільшенні тиску p_e зростання тиску p_p сповільнюється, а для низьконапірних ($f_3/f_{p1} > 4$) – навпаки.

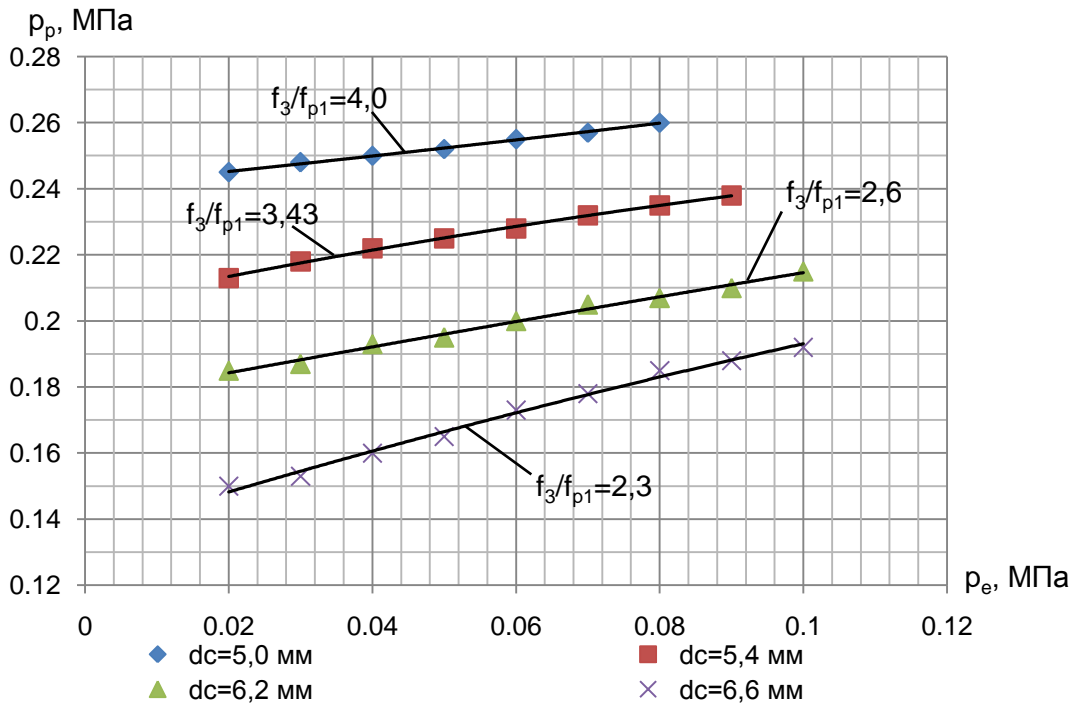


Рисунок 3.14 – Залежність тиску на вході в ежектор p_p від тиску інжектуючого повітря p_e при діаметрі камери змішування $d_{кз}=10$ мм

При збільшенні тиску p_e змішаного потоку на виході ежектора тиск робочого потоку на вході в ежектор також збільшується для всіх чотирьох сопел (рис. 3.16). Залежність $p_p(p_e)$ є аналогічна залежності $p_p(p_c)$ (див. рис. 3.14 і рис. 3.16). При збільшенні тиску p_c , як і при збільшенні тиску p_e тиск p_p робочого потоку на вході в ежектор збільшується і для високонапірних ежекторів це збільшення має сповільнення, тобто похідна dp_p/dp_c зменшується.

На рис. 3.17 зображена залежність коефіцієнта інжекції від перепаду тиску $p_e - p_{in}$ (величини «підпору») для ежектора з камерою змішування $d_{кз}=12,5$ мм і чотирма різними соплами. При збільшенні різниці тисків $p_e - p_{in}$ коефіцієнт інжекції збільшується для ежектора з усіма чотирма досліджуваними соплами.

Найбільше зростання величини u виявилось в ежекторі з соплом $d_c=5$ мм, оскільки у випадку цього сопла відношення площ f_3/f_{p1} є найбільшим.

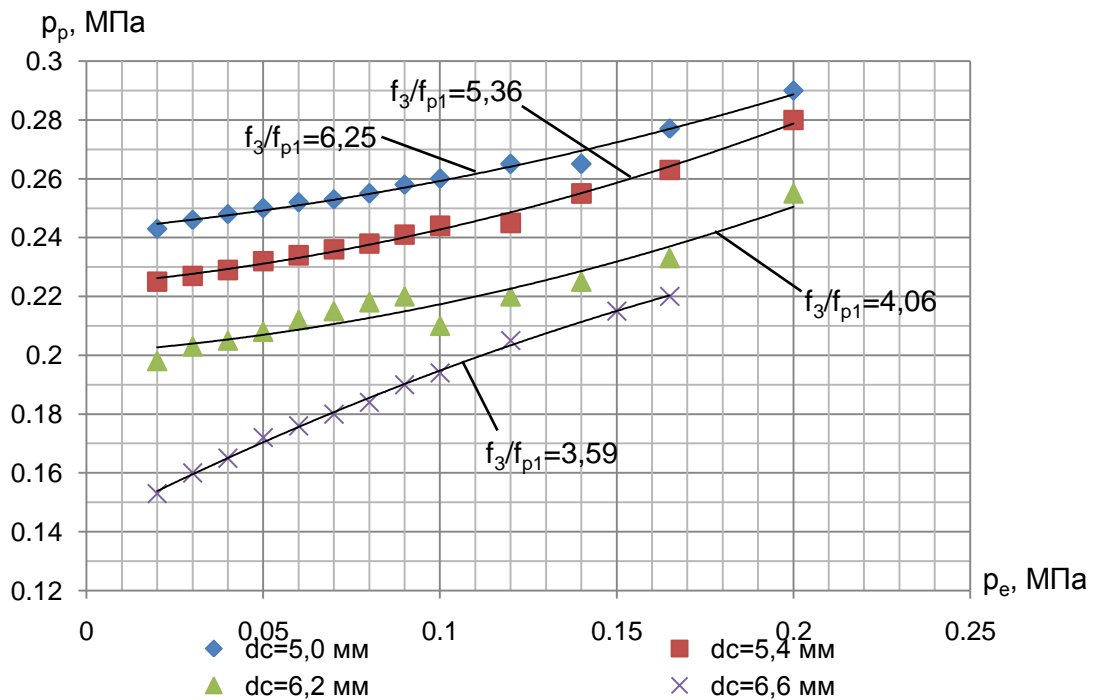


Рисунок 3.15 – Залежність тиску на вході в ежектор p_p від тиску інжектваного повітря p_e при діаметрі камери змішування $d_{кз}=12,5$ мм

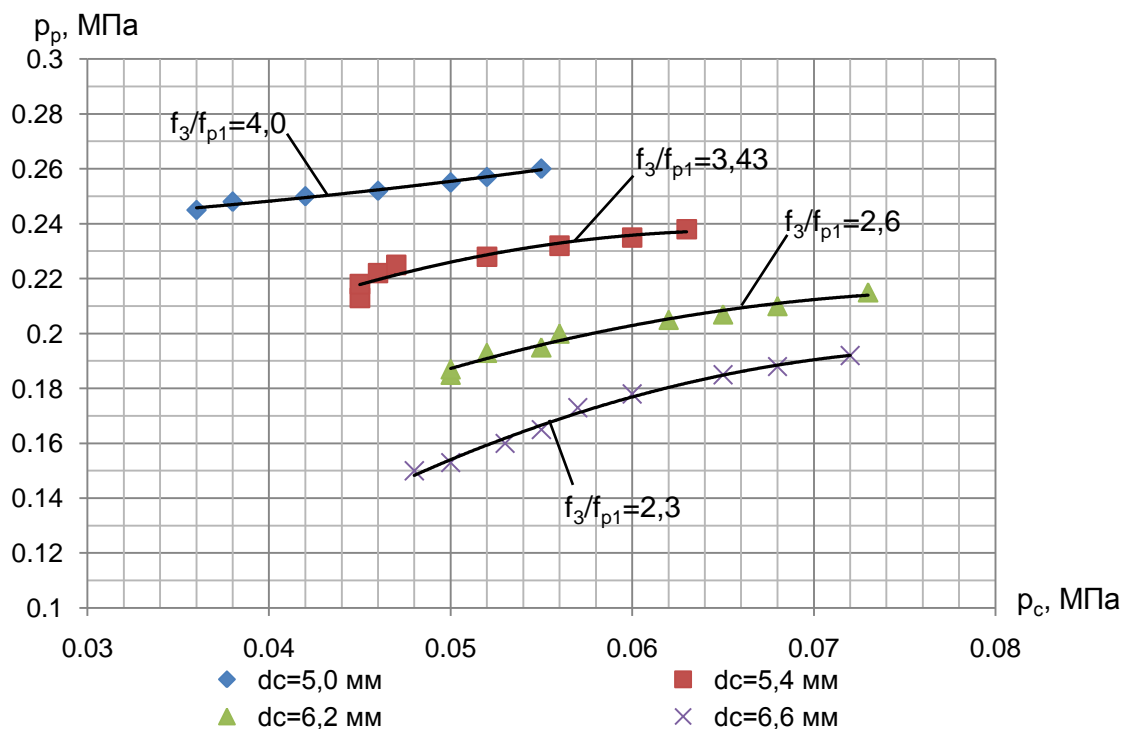


Рисунок 3.16 – Залежність тиску на вході в ежектор p_p від тиску на виході p_c при діаметрі камери змішування $d_{кз}=10$ мм

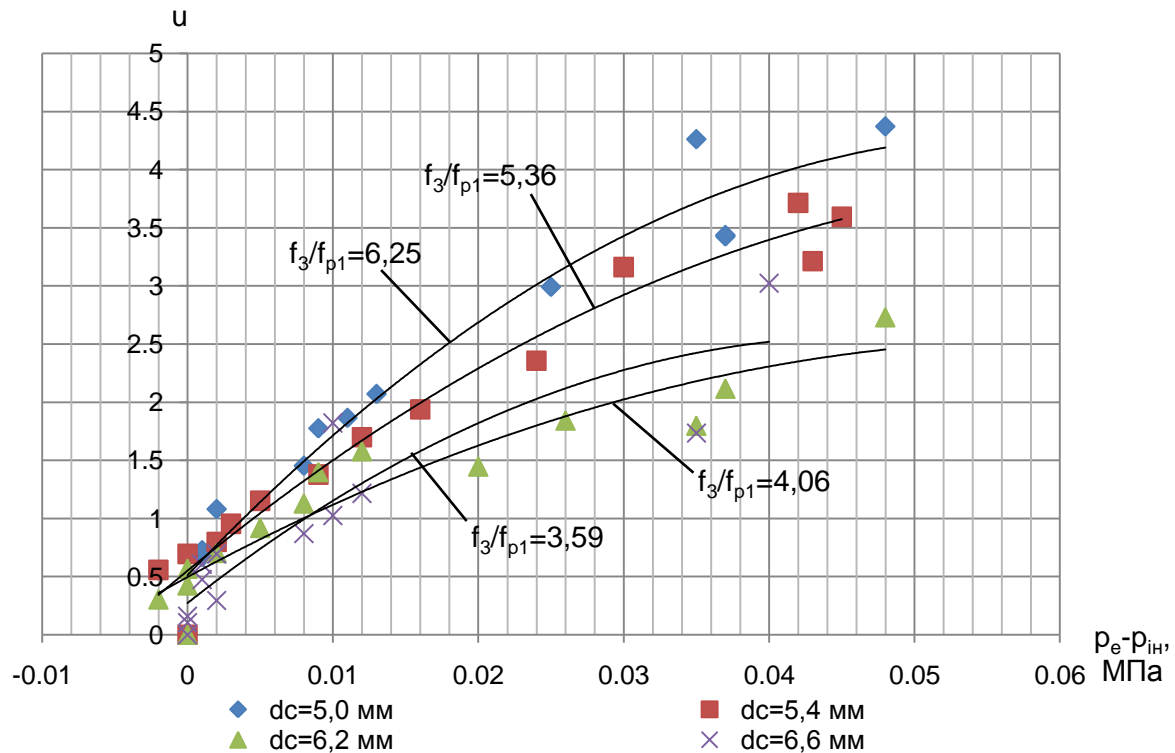


Рисунок 3.17 – Залежність коефіцієнта інжекції u від перепаду тиску $p_e - p_{in}$ при діаметрі камери змішування $d_{kz} = 12,5$ мм

Графіки на рис. 3.10, 3.11, 3.12, 3.13, 3.14, 3.15, 3.16 побудовані при використанні результатів дослідів з найменшим опором на виході ежектора (кран 12 повністю відкритий (рис. 3.1)).

Отримані результати не можуть у повній мірі характеризувати роботу нафтогазового ежектора, який встановлюється у нафтовій свердловині, що експлуатується СШН, тому що:

- робочий потік у нафтовій свердловині в загальному випадку є газоводонафтовою сумішшю з наявним вільним газом і газом розчиненим у нафті. Така суміш міняє свій об'єм при зміні тиску. А в лабораторній установці робочий потік – вода, яка в ежекторі не змінює свого об'єму;

- на відміну від лабораторної установки тиск робочого потоку в нафтовій свердловині на вході в ежектор функціонально незалежний від його витрати;

- витрата робочого потоку в нафтовій свердловині протягом одного циклу плунжерного насоса змінюється, що не має місця в лабораторній установці, в якій витрата є сталою величиною;

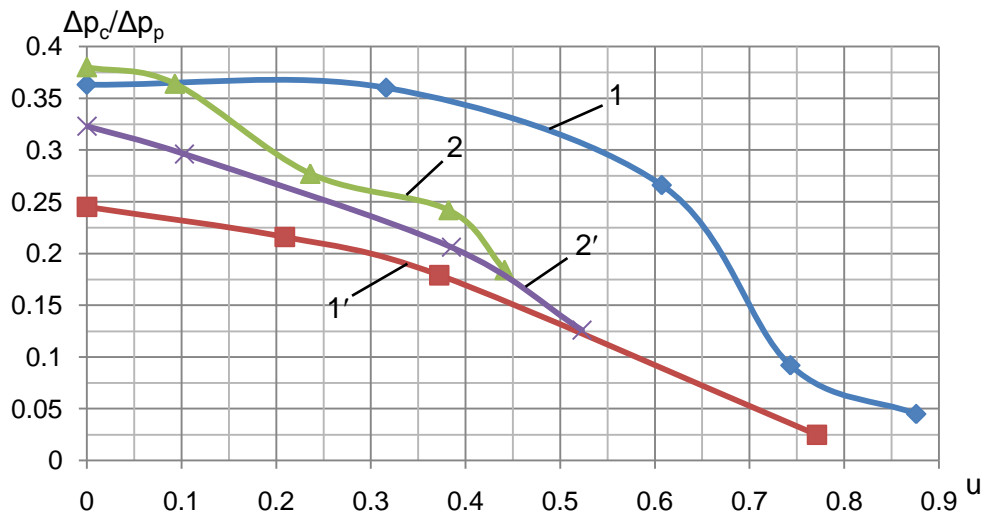
– інжектований нафтовий газ із затрубного простору нафтової свердловини добре розчиняється у нафті, у той час як інжектоване повітря на лабораторній установці погано розчиняється у водяному робочому потоці.

Вказані вище причини не дозволяли при проектуванні лабораторної ежекторної установки використати критерії подібності [81], користуючись якими за результатами лабораторних досліджень можна було б з великою достовірністю судити про роботу нафтогазового ежектора в нафтовій свердловині. Не дивлячись на це, висловлені вище висновки, які стосуються водоповітряного ежектора, якісно справедливі і для свердловинного нафтогазового ежектора. Зрозуміло, що кількісні залежності між параметрами нафтогазового і водоповітряного ежекторів будуть різними. Тому не можна, наприклад, при однаковій конструкції нафтогазового і водоповітряного ежекторів і однакових тисках інжектованих і змішаних потоків для обох ежекторів при відомому тиску робочого потоку для водоповітряного ежектора на його вході дати відповідь на питання, який буде тиск робочого потоку на вході в нафтогазовий ежектор. Для отримання відповіді на це і подібні питання потрібні додаткові дослідження.

Оскільки нафтовий газ розчиняється у нафті, то було вирішено для подальших експериментальних досліджень використати замість повітря газ, який добре розчиняється у воді, а саме, вуглекислий газ [77]. На рис. 3.18 і 3.19 зображено безрозмірні характеристики ежекторів. Ежектори, які мають однакові діаметри сопел d_c і однакові діаметри камери змішування $d_{кз}$, їх характеристики позначені на цих рисунках однаковими цифрами. Різниця між рисунками полягає в тому, що на рис. 3.18 показано безрозмірні характеристики ежекторів, коли інжектованим потоком є вуглекислий газ, а на рис. 3.19 безрозмірні характеристики відповідають інжектованому потоку повітря. Із рисунків добре видно, що відповідні криві суттєво відрізняються між собою при малих відношеннях f_3/f_{p1} .

Виникає питання з чим це пов'язано. Розміщення кривих на рис. 3.19 пояснюється досить просто. Чим менше відношення f_3/f_{p1} , тим характеристика

представляє собою сильніше виражену спадну функцію (крива на рисунку йде більш круто вниз). Це зумовлено тим, що при зменшенні відношення f_3/f_{p1} і зростанні u_2 збільшується швидкість інжектваного повітря на вході у камеру змішування і, крім того, повітря погано розчиняється у воді. Все це викликає збільшення втрат на тертя у камері змішування ежектора.



$d_{кз}=10$ мм: 1 – $d_c=5,4$ мм ($f_3/f_{p1}=3,43$); 2 – $d_c=6,6$ мм ($f_3/f_{p1}=2,3$);

$d_{кз}=12,5$ мм: 1' – $d_c=5,4$ мм ($f_3/f_{p1}=5,36$); 2' – $d_c=6,6$ мм ($f_3/f_{p1}=3,59$);

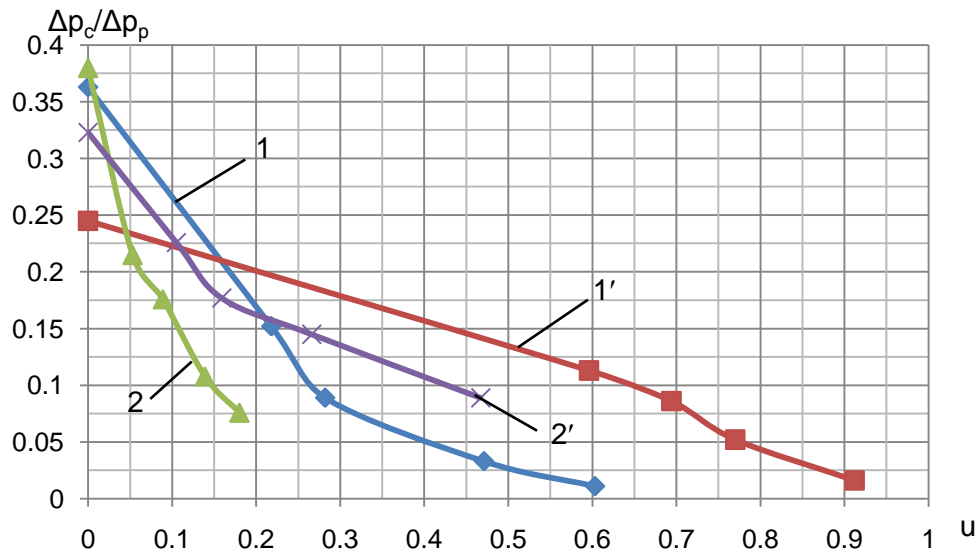
робочий потік – вода; інжектований потік – вуглекислий газ

Рисунок 3.18 – Безрозмірні характеристики ежекторів

А як пояснити характер кривих на рис. 3.18 у випадку інжектваного вуглекислого газу, наприклад, кривої 1? Спочатку крива 1 на інтервалі $0 \leq u \leq 0,3$ розміщена майже горизонтально, а при $u > 0,3$ падає. Пояснити це можна, якщо врахувати, що вуглекислий газ дуже добре розчиняється у воді на відміну від повітря. На інтервалі $0 \leq u \leq 0,3$ кількість вуглекислого газу, яка потрапляє в приймальну камеру ежектора є невеликою і більша його частина розчиняється у воді (робочому потоці). Опір при цьому в камері змішування буде незначний і характеристика ежектора буде зображатися майже горизонтальною лінією.

При $u > 0,3$ кількість вуглекислого газу, яка потрапляє в приймальну камеру ежектора суттєво збільшується, а тиск є ще незначним, так що все більша

кількість вуглекислого газу не може розчинитися у воді. Вільний вуглекислий газ попадаючи у камеру змішування ежектора викликає збільшення втрат на тертя і характеристика ежектора є при цьому спадною функцією.



$d_{кз}=10$ мм: 1 – $d_c = 5,4$ мм ($f_3/f_{p1} = 3,43$); 2 – $d_c = 6,6$ мм ($f_3/f_{p1} = 2,3$);

$d_{кз}=12,5$ мм: 1' – $d_c = 5,4$ мм ($f_3/f_{p1} = 5,36$); 2' – $d_c = 6,6$ мм ($f_3/f_{p1} = 3,59$);

робочий потік – вода; інжектований потік – повітря

Рисунок 3.19 – Безрозмірні характеристики ежекторів

Для $u > 0,75$ тиск у приймальній камері ежектора досягає такого значення, що не дивлячись на значну кількість вуглекислого газу, який потрапляє в неї, він практично майже весь розчиняється у воді і характеристика ежектора знову стає майже горизонтальною лінією.

Крива 2 на рис. 3.18 є характеристикою ежектора, у якого діаметр камери змішування $d_{кз}=10$ мм, а діаметр сопла $d_c=6,6$ мм. Ця характеристика представляється спадною функцією, але крутизна кривої 2 є значно меншою за крутизну кривої 2 на рис. 3.19 у випадку інжектованого повітря. Це означає, що значна кількість вуглекислого газу розчиняється у воді, а та його частина, що не розчинилася створює опір, який є меншим за опір інжектованого повітря такого ж ежектора.

Порівнюючи відповідні характеристики, зображені на рис. 3.18 і 3.19 можна стверджувати, що при однаковому коефіцієнті інжекції u відносний тиск $\Delta p_c / \Delta p_p$ є більший у випадку інжектваного вуглекислого газу. Це ще раз підтверджує, що вуглекислий газ при переміщенні в ежекторі розчиняється у воді. В результаті розчинності цього газу густина суміші на виході є більшою за густину суміші води з повітрям, тому тиск на виході із ежектора при інжектваному вуглекислому газі є більший за тиск у випадку інжектваного повітря при одному і тому ж коефіцієнті інжекції (в обох випадках змішані потоки транспортуються у приймальний резервуар за допомогою гнучкого шланга на одну і ту ж висоту при відкритому крані 12 (рис. 3.3)).

Процес розчинності вуглекислого газу у воді при його перебуванні в ежекторі можна було б описати математично, користуючись законом Генрі, якби було відомо як цей процес пов'язаний з часом. Але оскільки така інформація відсутня, то описувати математично процес розчинності газу у воді немає змісту.

Закон Генрі, що описує розчинність газів у рідинах, записують так [67]:

$$p = H(T) \cdot N', \quad (3.1)$$

де p – парціальний тиск газу над рідиною, МПа; $H(T)$ – коефіцієнт Генрі, МПа; N' – відношення числа молів розчинених компонентів до загального числа молів рідини і всіх розчинених газових компонентів.

Коефіцієнти Генрі, визначені за даними експериментальних досліджень, апроксимуються залежно від температури рівнянням

$$\ln H = A + B/T + C \ln T + D \cdot T, \quad (3.2)$$

де H – коефіцієнт Генрі, МПа; T – абсолютна температура, К; A , B , C , D – безрозмірні коефіцієнти.

Коефіцієнти рівняння (3.2) при розчиненні газів у воді наводяться у [67].

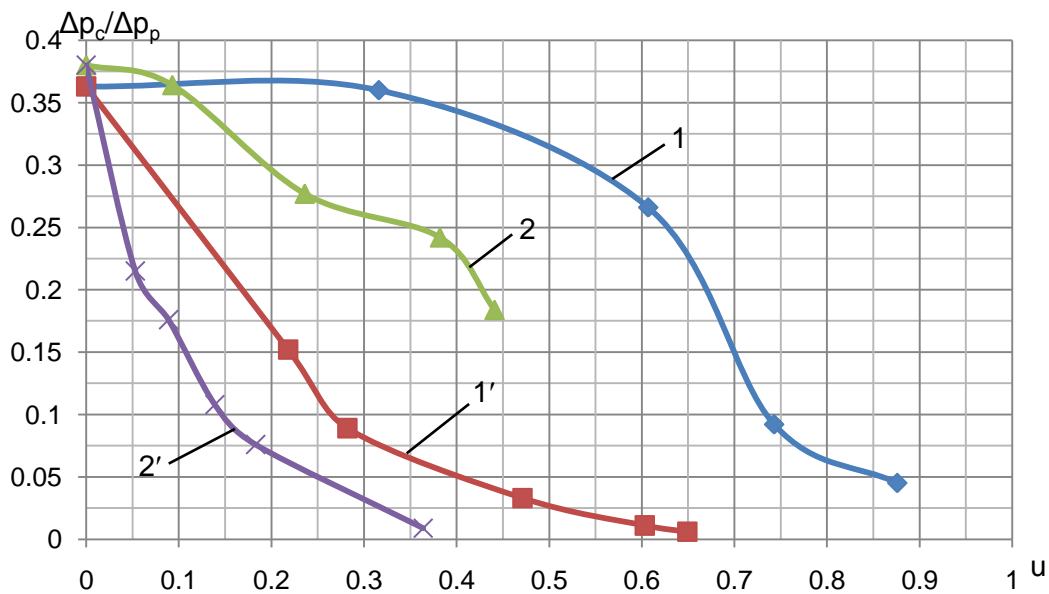
Користуючись (3.1) і (3.2), а також значеннями безрозмірних коефіцієнтів, що входять у рівняння (3.2) для різних газів, отримуємо такі значення для розчинності вуглекислого газу і повітря у воді за нормальних умов:

$$V_{CO_2} \cong 1,763 \frac{m^3}{1m^3 \text{ води}}, \quad V_{нов} \cong 0,0289 \frac{m^3}{1m^3 \text{ води}}.$$

$$\frac{V_{CO_2}}{V_{нов}} = \frac{1,763}{0,0289} \cong 61 \text{ раз.}$$

Таким чином, розчинність вуглекислого газу в порівнянні з розчинністю повітря у воді за нормальних умов у 61 раз більша. Це є основною причиною, яка зумовлює різницю в безрозмірних характеристиках одного і того ж ежектора при інжектуванні ним повітря і вуглекислого газу.

На рис. 3.20 зображено безрозмірні характеристики двох ежекторів ($d_{кз}=10$ мм, $d_c = 5,4$ мм і $d_{кз}=10$ мм, $d_c = 6,6$ мм) для двох випадків: 1-ий випадок інжектований потік – вуглекислий газ; 2-ий випадок інжектований потік – повітря.



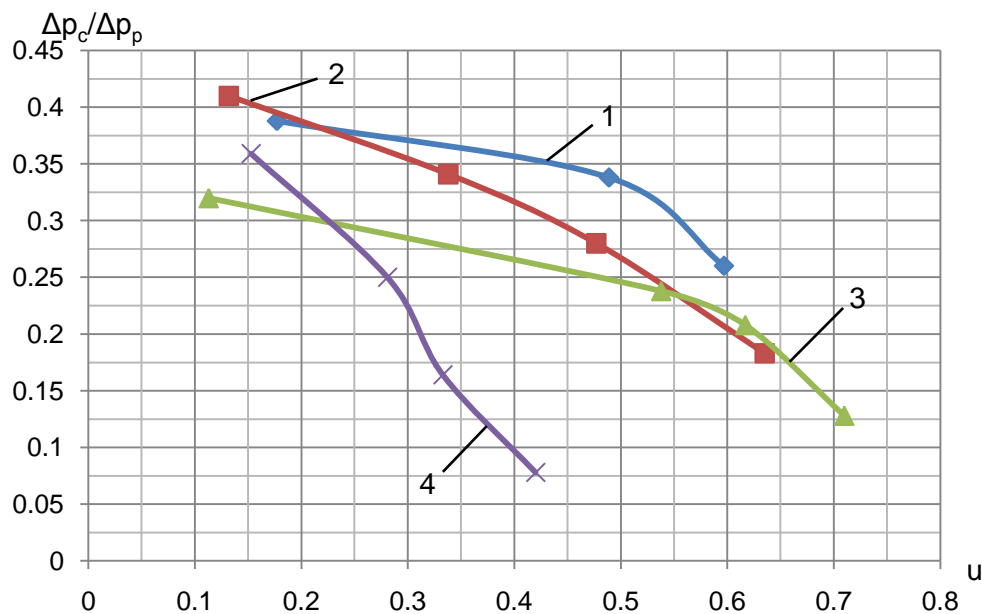
$d_{кз}=10$ мм: 1 – $d_c = 5,4$ мм ($f_3/f_{p1} = 3,43$); 2 – $d_c = 6,6$ мм ($f_3/f_{p1} = 2,3$) – інжектований потік вуглекислий газ; 1' – $d_c = 5,4$ мм ($f_3/f_{p1} = 3,43$); 2' – $d_c = 6,6$ мм ($f_3/f_{p1} = 2,3$) – інжектований потік повітря

Рисунок 3.20 – Безрозмірні характеристики ежекторів

Цей рисунок наглядно підтверджує раніше сказане про різницю між безрозмірними характеристиками однакових ежекторів при інжектуванні ними

різних газів (повітря і вуглекислого газу). Крім того, ще потрібно відмітити, що при одному і тому ж відносному тиску $\Delta p_c / \Delta p_p$ коефіцієнт інжекції більший у випадку інжектваного вуглекислого газу, що добре видно на рис. 3.20.

Безрозмірні характеристики чотирьох ежекторів ($d_{кз}=10$ мм: 1 – $d_c = 5,4$ мм; 2 – $d_c = 6,2$ мм; 3 – $d_c = 5$ мм і 4 – $d_c = 6,6$ мм) при інжектванні вуглекислого газу і збільшенні навантаження на них (прикривання крана 12 (рис. 3.3)) показано на рис. 3.21. Розміщення характеристик на рис. 3.21 подібне до їх розміщення, коли кран 12 повністю відкритий (див. рис. 3.18 і 3.20). Різниця тільки полягає в тому, що характеристики у випадку прикритого крана 12 є більш сильно вираженими спадними функціями у порівнянні з випадком повністю відкритого крана 12.



$d_{кз}=10$ мм: 1 – $d_c = 5,4$ мм ($f_3/f_{p1} = 3,43$); 2 – $d_c = 6,2$ мм ($f_3/f_{p1} = 2,6$);

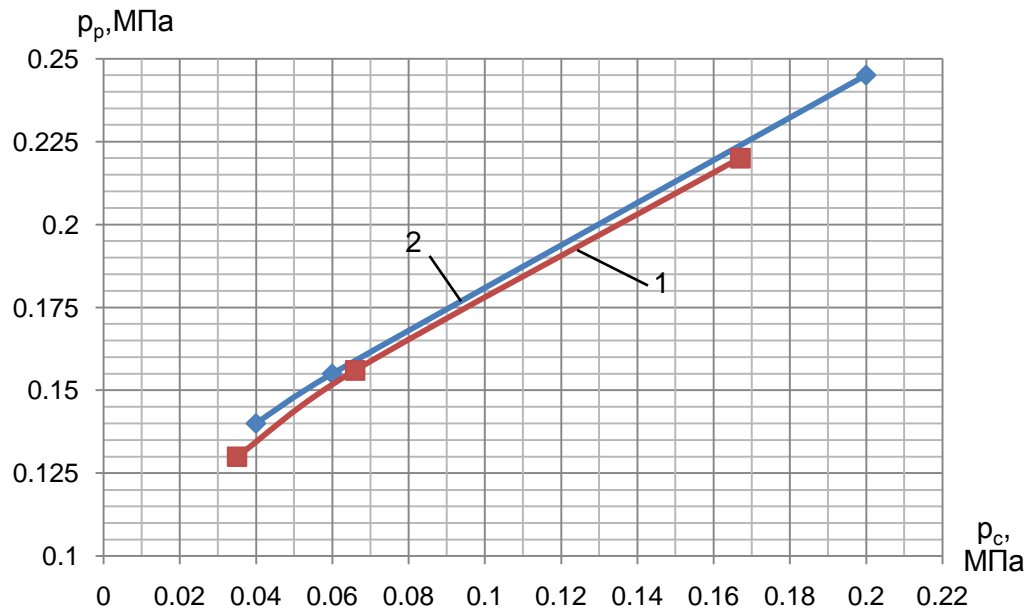
3 – $d_c = 5$ мм ($f_3/f_{p1} = 4,0$); 4 – $d_c = 6,6$ мм ($f_3/f_{p1} = 2,3$)

(кран 12 прикритий; інжектований потік – CO₂)

Рисунок 3.21 – Безрозмірні характеристики ежекторів

На рис. 3.22 зображена залежність тиску p_p перед входом у ежектор від тиску p_c на його виході для випадків інжекції вуглекислого газу і відсутності інжектваного потоку. Графіки на рис. 3.22 розміщені близько між собою. Крива 1, яка відповідає випадку інжекції вуглекислого газу, розміщена дещо нижче

кривої 2. Це пояснюється тим, що при виході змішаного потоку із ежектора практично весь вуглекислий газ розчинений у воді, а це дещо зменшує густину змішаного потоку, а тому тиск p_c трохи менший ніж у випадку, коли на виході із ежектора є чиста вода без газу.



$d_{кз} = 12,5$ мм, $d_c = 6,6$ мм; робочий потік – вода;

1 – інжектований потік вуглекислий газ; 2 – без інжектowanego потоку

Рисунок 3.22 – Залежність тиску p_p перед входом у ежектор від тиску p_c на його виході

Потрібно зауважити, що при проведенні дослідів на водогазовій ежекторній установці, коли інжектованим газом є вуглекислий газ, незалежно від його кількості, що потрапляє в ежектор, рух по гнучкому шлангу змішаного потоку між виходом із ежектора і приймальним резервуаром відбувається без його вібрації, як і у випадку проходження через ежектор тільки однієї води. В той же час, коли на цій же ежекторній установці інжектованим газом було повітря, то були помічені вібрації гнучкого шланга і тим сильніші, чим більша кількість повітря потрапляла в ежектор. Цей факт ще раз підтверджує те, що при проходженні вуглекислого газу через водогазовий ежектор має місце його значне

або повне розчинення у воді залежно від тиску на виході з нього, а також кількості газу, яка входить в ежектор.

Що стосується вуглеводневих газів, які входять у склад нафтового газу, то як вказують автори роботи [24], їх розчинність мало відхиляється від закону Генрі при порівняно низьких тисках. Із всіх неуглеводневих газів, які є компонентами нафтового газу, найбільшу розчинність у нафті має вуглекислий газ, а найменшу – азот, вуглеводні ж мають розчинність середню між ними. Тут прослідковується певна аналогія між розчинністю вуглекислого газу і азоту в нафті та воді.

Якщо розчинність вуглекислого газу призводить до того, що при виході із водогазового ежектора він у значній мірі або повністю розчиняється у воді, то у випадку нафтового газу при його інжектуюванні нафтогазовим ежектором, встановленим вище динамічного рівня у свердловині, змішаний потік не буде тільки рідиною з розчиненим у ній газом. Вільний нафтовий газ, який у загальному випадку присутній в робочому газоводонафтовому потоці, не може розчинитися у нафті в ежекторі, оскільки тиск по всій довжині ежектора менший за тиск перед входом в ежектор. Відсепарований нафтовий газ, що знаходиться у затрубному просторі свердловини, який є інжектованим потоком у нафтогазовому ежекторі, не може розчинитися у нафті в ежекторі за виключенням випадку, коли тиск на виході ежектора більший за тиск на вході в свердловинний штанговий насос.

З метою встановлення зв'язку між рівняннями нафтогазових ежекторів та результатами експериментальних досліджень водоповітряних ежекторів на лабораторній установці використано рівняння високонапірного ежектора (2.64). Це рівняння за умови, що робочий потік – вода, а інжектований – повітря, набуває такого вигляду:

$$\begin{aligned} & \frac{2f_{p1}}{(1+\xi_c)f_3} \left(p_p - p_{p1} + \frac{\rho_p w_p^2}{2} \right) \times \left[1 + \frac{\rho_{in} u^2}{\rho_p (f_3/f_{p1} - 1)} - \frac{f_{p1} \rho_p}{2} \times \right. \\ & \left. \times \left(1 + \frac{\rho_{in} u}{\rho_p} \right)^2 \left(\frac{\xi_\theta + \xi_{k3} + 1}{f_3 \rho_3} + \frac{f_3 \rho_3}{f_c^2 \rho_c^2} \right) \right] - p_c \frac{\rho_3}{\rho_c} + p_{p1} = 0. \end{aligned} \quad (3.3)$$

При цьому $p_2 = p_{p1}$, $f_{p2} = f_{p1}$, $\rho_{p2} = \rho_{p1} = \rho_p$, $u_2 = u$ (ρ_p – густина води; u – коефіцієнт інжекції при вході у приймальну камеру). Порівняльне дослідження виконувалося для водоповітряного ежектора з діаметрами сопла $d_c = 6,6$ мм, камери змішування $d_{кз} = 12,5$ мм, отвору при вході в сопло $d_p = 12$ мм та отвору на виході дифузора $d_c = 25,4$ мм. Порівнювалися результати експериментальних досліджень, отримані на лабораторній установці, із результатами обчислень за формулою (3.3).

Оскільки експериментальне дослідження виконувалося при надлишковому тиску повітря перед ежектором у діапазоні $p_e = (0 \dots 0,165)$ МПа, то у такому випадку коефіцієнт інжекції

$$u = \frac{\varphi_c f_{in} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_e \frac{1}{\rho_e} \left[1 - \left(\frac{p_{p1}}{p_e} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}}{w_{p1} f_{p1}}, \quad (3.4)$$

де φ_c – коефіцієнт опору отвору для інжектування газу; ρ_e – густина інжектованого повітря перед ежектором.

Крім того, було враховано, що робочий потік у лабораторній установці подавався відцентровим насосом JSWm15M, характеристика якого описується рівнянням

$$p_p = (a - bQ_p^2) \rho_p g, \quad (3.5)$$

де $a = 45,733$ м; $b = 59,0704 \cdot 10^6$ с²/м⁵.

Рівняння (3.4) підставлялося у (3.3). В результаті отримано рівняння з двома змінними величинами, а саме, тисками p_e і p_c . Для розв'язання цього рівняння була складена комп'ютерна програма PDWPE, яка дала можливість для кожної пари тисків p_e і p_c знайти тиски p_{p1} і p_p , а отже і відносний перепад тиску в ежекторі $\Delta p_c / \Delta p_p$. При цьому враховувалася характеристика відцентрового насоса (3.5). При виконанні комп'ютерної програми прийнято такі значення

коефіцієнтів опору ежектора: $\xi_c = 0,095$, $\xi_{кз} = 0,05$, $\xi_o = 0,19$ і діаметр отвору зворотного клапана, через який повітря надходить у приймальну камеру ежектора, $d_{in} \approx 5$ мм.

Отримані результати обчислень та результати експериментального дослідження представлено у табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Порівняння значень відносного перепаду тиску в ежекторі, знайдених експериментально і обчисленням

№ п/п	Вихідні змінні величини		Відносний перепад тиску в ежекторі $\Delta p_c / \Delta p_p$		Абсолютне розходження результатів
	Надлишковий тиск повітря перед ежектором p_e , МПа	Надлишковий тиск на виході ежектора p_c , МПа	Експериментальні результати	Результати обчислень за формулою (3.3)	
1	0	0,043	0,374	0,408	0,034
2	0,2	0,052	0,257	0,280	0,023
3	0,3	0,056	0,218	0,234	0,016
4	0,4	0,059	0,185	0,138	0,047
5	0,5	0,063	0,135	0,096	0,039
6	0,6	0,066	0,076	0,060	0,016
7	0,7	0,069	0,035	0,035	0
8	0,8	0,072	0,016	0,012	0,004
9	0,9	0,074	-0,013	-0,009	0,004
10	0,10	0,080	-0,044	-0,029	0,015
11	0,12	0,090	-0,095	-0,064	0,031
12	0,15	0,105	-0,10	-0,087	0,013
13	0,165	0,115	-0,105	-0,092	0,013

Як видно із табл. 3.1 одержано задовільно близькі значення відносного перепаду тиску в ежекторі, одержані за теоретичними залежностями і експериментальними вимірюваннями, при цьому абсолютне розходження результатів не перевищує 0,047 при максимальному експериментальному значенні відносного перепаду тиску $\Delta p_c / \Delta p_p = 0,374$.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 3

Після проведення експериментального лабораторного дослідження водогазових ежекторів із застосуванням як інжектowanego потоку повітря, а потім і вуглекислого газу можна зробити такі висновки:

1. Як у випадку з водоповітряним, так і у випадку з водогазовим (інжектований потік – вуглекислий газ) ежекторами їх геометричні параметри, а саме, діаметр сопла d_c і відношення площ f_3/f_{p1} отворів камери змішування та сопла мають велике значення при їх роботі. Проведені дослідження підтвердили класифікацію струминних апаратів на високонапірні ($f_3/f_{p1} < 4$) і низьконапірні ($f_3/f_{p1} \geq 4$).

2. Виконані дослідження підтвердили здатність водогазових ежекторів працювати з «підпором», тобто за наявної різниці тисків $p_e - p_{p1}$ (при експериментальних дослідженнях водоповітряних ежекторів ця різниця тисків у деяких дослідах перевищувала 0,05 МПа).

3. Встановлено, що зі зменшенням діаметру сопла d_c тиск p_p робочого потоку на вході в ежектор зростає як при зростанні тиску p_e інжектowanego повітря, так і при зростанні тиску p_c . Зростання тиску p_e інжектowanego повітря та різниці тисків $p_e - p_{p1}$ викликає збільшення коефіцієнта інжекції u для ежекторів з різними діаметрами сопел і камер змішування.

4. Збільшення тиску p_e інжектowanego потоку зменшує відносний перепад тиску $\Delta p_c / \Delta p_p$ і при певних значеннях цього тиску відносний перепад тиску $\Delta p_c / \Delta p_p$ стає від'ємним (при цьому тиск на виході ежектора менший за тиск у приймальній камері). Для ежектора з камерою змішування $d_{кз}=12,5$ мм встановлено існування мінімуму відносного перепаду тиску при значеннях тиску p_e в діапазоні 0,1...0,15 МПа.

5. Безрозмірні характеристики однакових ежекторів при інжектуванні ними повітря та вуглекислого газу відрізняються між собою тим більше, чим менше відношення f_3/f_{p1} . Головною причиною цього явища є розчинність вуглекислого газу у воді при проходженні через ежектор.

6. Відмінність безрозмірних характеристик однакових водогазових ежекторів при інжектуванні ними повітря і вуглекислого газу характеризується тим, що за однакового коефіцієнта інжекції u відносний тиск $\Delta p_c/\Delta p_p$ менший у випадку водоповітряного ежектора, а за однакового відносного тиску коефіцієнт інжекції більший при інжектуванні вуглекислого газу.

7. Якщо виведене нами рівняння нафтогазового ежектора записати для випадку водоповітряного ежектора і розрахувати за допомогою нього відносний перепад тиску в такому ежекторі, то порівнявши отримані результати з результатами експериментальних випробувань було встановлено, що абсолютне розходження результатів не перевищує 0,047 при максимальному експериментальному значенні відносного перепаду тиску $\Delta p_c/\Delta p_p = 0,374$.

РОЗДІЛ 4

ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ МІСЦЯ РОЗТАШУВАННЯ ЕЖЕКТОРА У СВЕРДЛОВИНІ ТА ЙОГО ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

Виконані експериментальні дослідження на водоповітряному та водогазовому ежекторах, якісно підтверджують результати теоретичних досліджень нафтогазових ежекторів, виконаних у розділі 2.

Завдання даного розділу полягає в тому, щоб, використовуючи параметри конкретної діючої нафтової свердловини, рівняння нафтогазових ежекторів, розроблені у розділі 2, а також враховуючи залежності між параметрами водогазових ежекторів, які якісно справедливі і для нафтогазових ежекторів, визначити параметри функціонуючого нафтогазового ежектора та місце його розташування у свердловині.

Такий ежектор повинен відбирати весь газ, що надходить у затрубний простір свердловини, та забезпечувати максимально можливе зменшення навантаження на колону штанг.

4.1 Вибір раціонального місця розміщення ежектора у свердловині та визначення його геометричних розмірів

Для того, щоб можна було визначити раціональне місце розташування нафтогазового ежектора у нафтовій свердловині 753-Д «Долинанафтогаз» у першу чергу необхідно розрахувати розподіл термобаричних та інших робочих параметрів вздовж її стовбура, а також обчислити добовий об'єм нафтового газу, що надходить у її затрубний простір (див. Додаток В).

З метою визначення місця розташування ежектора у свердловині на початку було вибрано інтервал можливого встановлення ежектора в діапазоні глибин від 610 до 890 м. Розглядалися низьконапірні ежектори з відношенням площ поперечних перерізів отворів камери змішування і сопла $f_3/f_{p1} = 6,25$. Була розроблена комп'ютерна програма PWENS, за допомогою якої визначався тиск на

виході ежектора і ціла низка його змінних параметрів, а також і геометричні розміри ежектора. Робочий потік для ежектора – газоводонафтова суміш свердловини, а інжектований потік – затрубний нафтовий газ. У програмі PWENS відомими параметрами є тиск робочого потоку перед ежектором p_p , його густина ρ_p , витратний газовміст β_p , густина вільного газу ρ_{zp} . Всі ці параметри було взято рівними відповідним параметрам нафтової свердловини. Крім того, відома і швидкість робочого потоку перед соплом w_p , яка попередньо визначалася через середньоінтегральну швидкість руху свердловинної суміші в колоні НКТ. Накінець відомий і тиск у приймальній камері ежектора p_{p1} , про визначення якого йшла мова у додатку В.

У програмі в першу чергу визначалися геометричні параметри ежектора. Рівняння (2.83) розв'язувалося відносно f_{p1} і після спрощення була отримана така формула:

$$f_{p1} = w_p f_p \left[(1 - \beta_p) p_{p1} + \beta_p p_p \right] \sqrt{\frac{(1 + \xi_c) \rho_p}{[2 p_p (1 - \beta_p) + \rho_p w_p^2] p_{p1}^2 - 2(1 - \beta_p) p_{p1}^3}}. \quad (4.1)$$

Після визначення площі f_{p1} отвору сопла обчислювалися площа f_3 отвору камери змішування ($f_3 = 6,25 f_{p1}$), діаметри отворів сопла d_c і камери змішування $d_{кз}$. Площа вихідного отвору дифузора f_c та його діаметр d_d знаходились з умови, що кут конуса дифузора $\alpha = 8^\circ$, а довжина дифузора дорівнює 12 діаметрам отвору камери змішування.

Змінні параметри ежектора знаходилися у певній послідовності і в результаті розв'язку рівнянь, які були наведені у підрозділі 2.5. Для визначення тиску p_c на виході ежектора було використано рівняння (2.68) низьконапірного ежектора.

З метою встановлення розподілу тиску між ежектором і устям свердловини при відомих параметрах змішаного потоку на виході ежектора була використана

комп'ютерна програма PHEG, в якій застосовано метод Баксендела. У табл. 4.1 приведено деякі результати, отримані за допомогою програм PWENSi PHEG.

Таблиця 4.1 – Задані та обчислювані параметри свердловини та ежектора при його установці в ній на різних глибинах

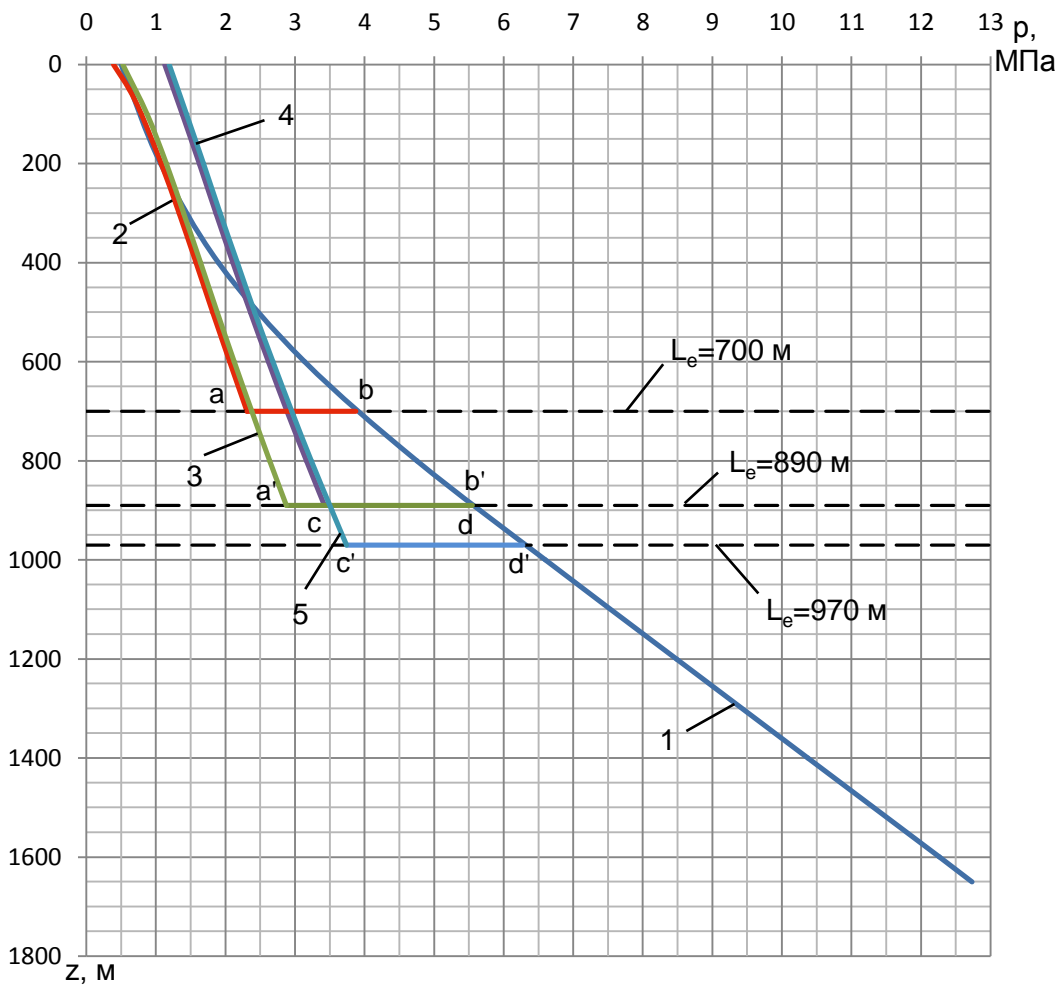
Параметри та їх розмірність	Глибина установки ежектора у свердловині, м					
	610	650	700	800	850	890
Задані параметри						
Тиск на вході в ежектор p_p , МПа	3,21	3,51	3,91	4,75	5,20	5,56
Густина робочого потоку ρ_p , кг/м ³	724,7	763,1	806,4	876,7	904,0	922,5
Витратний газовміст потоку β_p	0,208	0,169	0,125	0,052	0,024	0,004
Швидкість потоку на вході в сопло w_p , м/с	3,3	3,1	2,9	2,7	2,6	2,6
Густина вільного газу робочого потоку ρ_{zp} , кг/м ³	26,4	29,1	32,5	40,1	44,2	47,5
Обчислювані параметри						
Діаметр сопла ежектора d_c , мм	4,3	4,0	3,7	3,1	2,9	2,8
Діаметр камери змішування $d_{кз}$, мм	10,7	9,9	9,1	7,8	7,3	6,9
Діаметр вихідного отвору дифузора d_o , мм	28,6	26,6	24,4	21,0	19,6	18,6
Густина змішаного потоку на виході ежектора ρ_c , кг/м ³	324,4	339,7	360,2	404,6	428,1	447,4
Тиск на виході ежектора p_c , МПа	2,12	2,20	2,31	2,58	2,73	2,87
Тиск на устісвердловини p_z , МПа	0,47	0,42	0,39	0,42	0,47	0,52
Густина змішаного потоку на устісвердловини $\rho_c^{(z)}$, кг/м ³	33,8	30,6	28,3	30,0	33,9	37,9

Як видно із табл. 4.1, якщо вхідні параметри ежекторів ($p_p, \rho_p, \beta_p, \rho_{cp}$) були б у кожному перерізі свердловини, де вони встановлені, такими ж як і в свердловині без ежекторів, то тиск на усті свердловини був би меншим необхідного (p_2 повинно бути 0,5 МПа). Виключення складає лише ежектор, який встановлено на глибині 890 м. Цей ежектор забезпечить тиск на усті свердловини дещо більший необхідного ($p_2=0,5237$ МПа).

Оскільки тиск на усті свердловини повинен бути $p_2=0,5$ МПа, то при встановленні ежекторів у різних її перерізах, глибина яких менша за 890 м, тиск на вході в ежектори буде більший того тиску, який є у перерізах свердловини без встановлення ежекторів.

З'ясуємо причину цього явища, адже відношення густин потоку на вході в ежектор і на виході з нього є досить значним ($\rho_p/\rho_c=2,06\dots2,246$). Крім того, на виході з ежектора тиск є суттєво менший ніж на вході в нього, що призводить до значного виділення розчиненого у нафті газу. Але, не дивлячись на це, тиск при підйомі свердловинної суміші до устя при встановленому у свердловині ежекторі зменшується на більшу величину ніж без ежектора.

На рис. 4.1 зображено розподіл тиску між ежекторами та устям свердловини для випадку, коли б тиск на вході в ежектори був би рівний тиску у відповідних перерізах свердловини при відсутності ежекторів (криві 2, 3, 4 і 5). Криві 2 і 3 відповідають ежекторам з відношенням площ $f_3/f_{p1}=6,25$, а криві 4 і 5 – ежекторам з відношенням площ $f_3/f_{p1}=4$. Крім того, додатково зображено розподіл тиску у свердловині між штанговим насосом та устям свердловини (крива 1) без ежектора. Тиск у всіх чотирьох випадках зменшується практично за лінійним законом і значно повільніше ніж у свердловині без ежекторів. Виключення складають тільки останні приблизно 200 м перед устям свердловини, де зміни тиску з ежекторами і без них майже однакові.



1 – тиск у свердловині; 2, 3 – ежектори ($f_3/f_{p1}=6,25$); 4, 5 – ежектори ($f_3/f_{p1}=4$)

Рисунок 4.1 – Зміна тиску вздовж стовбура свердловини між ежекторами та устям свердловини (тиск на вході в ежектори рівний тиску, що є у свердловині без ежекторів у відповідних перерізах)

Менший градієнт зміни тиску зумовлений наявністю в колоні НКТ значної кількості газу із затрубного простору. Фактичну постійність градієнта зміни тиску можна пояснити тим, що з однієї сторони збільшення кількості газу в свердловинній суміші повинно викликати зменшення градієнта зміни тиску, а з другої сторони при збільшенні кількості газу в суміші збільшується швидкість її руху, а це викликає збільшення втрат на тертя. Ці дві змінні втрати практично компенсують одна одну.

Причиною невеликого тиску на усті свердловини, який можуть забезпечити низьконапірні ежектори з відношенням площ $f_3/f_{p1}=6,25$ при зміні глибини їх

розміщення у свердловині в діапазоні (610...890) м є значний перепад тиску між входом в ежектор та виходом з нього. На рис. 4.1 ці перепади тиску зображуються відрізками ab і $a'b'$. Ежектори з відношенням площ $f_3/f_{p1}=4$, як видно із рис. 4.1, дають можливість отримати на усті свердловини суттєво більший тиск ніж попередні два.

Якщо вказані ежектори встановити у свердловині 753-Д, то ежектор, встановлений на глибині 700 м ($f_3/f_{p1}=6,25$), спричинить невелике збільшення тиску на його вході у порівнянні з тиском у цьому перерізі свердловини без ежектора, а ежектор, що знаходиться на глибині 890 м ($f_3/f_{p1}=6,25$), навпаки даватиме невелике зменшення тиску на його вході у порівнянні з тиском у цьому перерізі свердловини без ежектора. Ежектори з відношенням площ $f_3/f_{p1}=4$ забезпечать помітне зменшення тиску перед ежектором, а отже і помітне зменшення тиску на виході штангового насоса.

Таким чином, із викладеного вище витікає, що збільшення глибини устанавлення таких ежекторів у свердловині незначно вплине на зміну тиску перед входом в ежектор. При збільшенні глибини розташування ежектора у свердловині тиск перед його входом буде дещо зменшуватися. Але набагато більше тиск на вході в ежектор буде зменшуватися, якщо брати ежектори з меншим відношенням площ f_3/f_{p1} .

Можна було б для низьконапірних ежекторів з відношенням $f_3/f_{p1}=4$ встановити наскільки ці ежектори можуть зменшити тиск на виході штангового насоса. Але оскільки встановлено, що тиск на вході в ежектор у нафтовій свердловині суттєво залежить від величина f_3/f_{p1} , то необхідно перейти до розгляду високонапірних ежекторів, для яких величина $f_3/f_{p1} < 4$. Такі ежектори забезпечують найбільш високий тиск на своєму виході.

У першу чергу була складена комп'ютерна програма PWEWN для високонапірних ежекторів з відношенням площ $f_3/f_{p1}=3$, в якій вхідними параметрами були тиск на вході в ежектор p_p , густина робочого потоку ρ_p ,

витратний газовміст робочого потоку β_p , густина вільного газу ρ_{zp} і швидкість потоку при вході у сопло ежектора w_p . Всі ці величини взято такими, як у свердловині 753-Д на відповідних глибинах. Швидкість w_p обчислювалася через середньоінтегральну швидкість руху газоводонафтової суміші свердловини. У програмі визначалися геометричні розміри ежектора і ціла низка його змінних параметрів, у тому числі густина суміші ρ_c на виході ежектора, коефіцієнт інжекції u_2 на вході у камеру змішування і тиск на виході ежектора p_c .

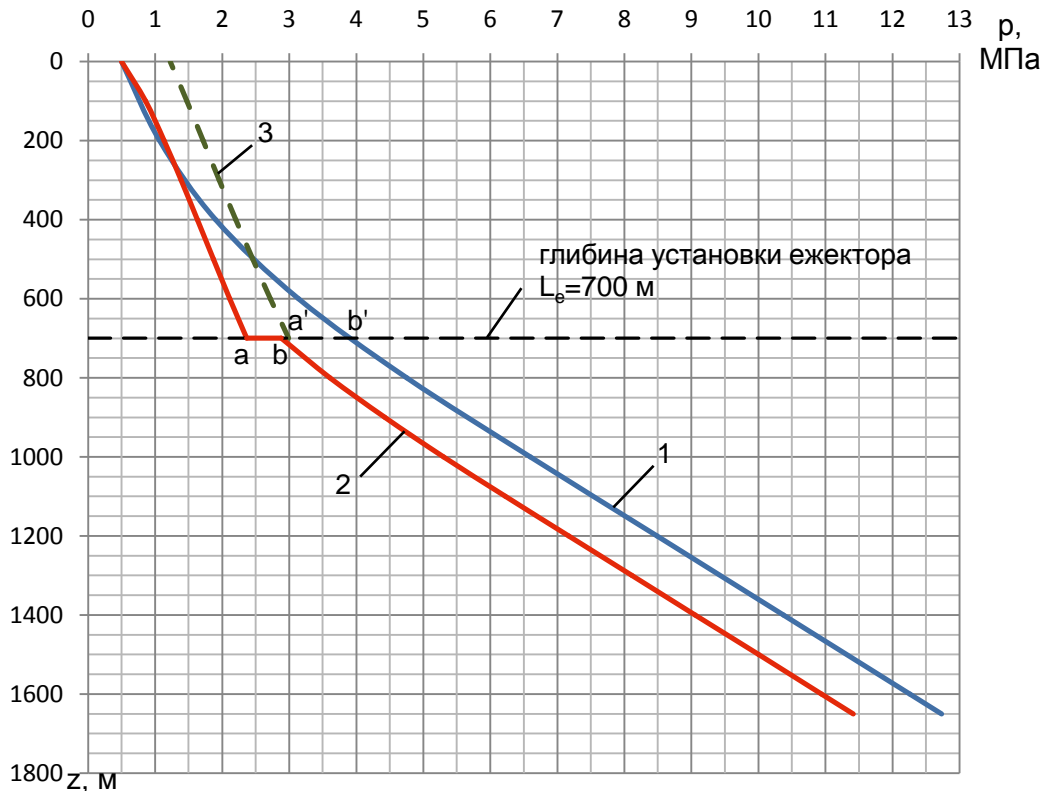
У табл. 4.2 наведено задані і деякі обчислювані величини для таких ежекторів, для яких задані величини рівні відповідним параметрам свердловини на глибинах 700, 800, 850 і 870 м.

Таблиця 4.2 – Задані та обчислювані параметри високонапірних ежекторів при їх установці в свердловині на різних глибинах

Параметри та їх розмірність	Глибина перерізу в свердловині, м			
	700	800	850	870
Задані параметри				
Тиск на вході в ежектор p_p , МПа	3,91	4,75	5,20	5,38
Густина робочого потоку ρ_p , кг/м ³	806,4	876,7	904,0	913,6
Витратний газовміст потоку β_p	0,125	0,052	0,024	0,014
Густина вільного газу ρ_{zp} , кг/м ³	32,5	40,1	44,2	45,8
Швидкість потоку на вході в сопло w_p , м/с	2,9	2,7	2,6	2,6
Обчислювані параметри				
Густина змішаного потоку на виході ежектора ρ_c , кг/м ³	418,7	485,9	523,6	541,9
Тиск на виході ежектора p_c , МПа	2,99	3,64	4,09	4,34
Коефіцієнт інжекції на вході в камеру змішування u_2	1,36	1,57	1,69	1,74
Швидкість робочого потоку на зрізі сопла w_p , м/с	64,9	76,6	82,1	84,2

Після цього для вказаних чотирьох ежекторів визначався розподіл тиску між ежекторами та устям свердловини. Використовувалася комп'ютерна програма

PHEG (метод Баксендела). На рис. 4.2 і рис. 4.3 пунктирною лінією (криві 3) зображено за результатами вказаної програми розподіл тиску між ежекторами , встановленими на глибинах 700 та 870 м у свердловині, та її устям.



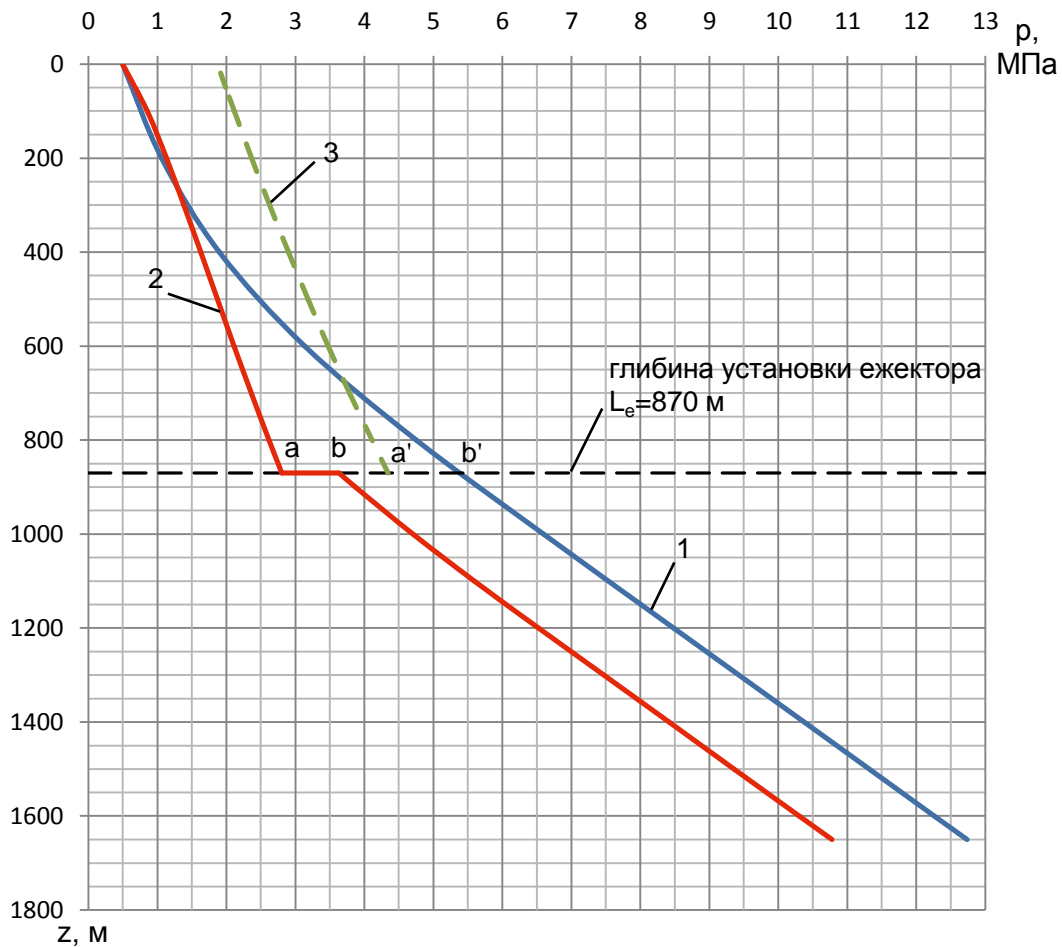
1 – без ежектора; 2 – з ежектором ($f_3/f_{p1}=3$); 3 – з ежектором при $p_p=3,9079$ МПа

Рисунок 4.2 – Розподіл тиску в свердловині між штанговим насосом та устям

Як видно із рис. 4.2 і рис. 4.3, якщо тиск на вході в ежектори дорівнюватиме тиску, який є у свердловині в даному перерізі (на рисунках це точки b'), то при цьому тиск на усті свердловини буде більший $p_2=0,5$ МПа. Тому далі була поставлена задача знайти тиск на вході в ежектори, за якого тиск на усті свердловини дорівнюватиме 0,5 МПа. Цю задачу було розв'язано за допомогою комп'ютерної програми PHWEG. При виконанні цієї програми знаходилися геометричні та всі інші параметри ежектора при зміні тиску на вході в нього, а також розподіл тиску по стовбуру свердловини від ежектора до її устя.

Послідовним зменшенням тиску на вході в ежектори знайдено ті його значення, за яких тиск на усті свердловини буде рівням 0,5 МПа. У табл. 4.3 представлені основні геометричні параметри вказаних чотирьох ежекторів і тиски

на вході та виході із них, які забезпечують при установці цих ежекторів у свердловині на відповідних глибинах тиск на усті свердловини $p_2=0,5$ МПа.



1 – без ежектора; 2 – з ежектором ($f_3/f_{p1}=3$); 3 – з ежектором при $p_p=5,381$ МПа

Рисунок 4.3 – Розподіл тиску в свердловині між штанговим насосом та устям

Знаючи тиски на вході в ежектори і температури у місцях їх розміщення, були виконані обчислення з визначення розподілу тисків по стовбуру свердловини від ежекторів до штангового насоса. Для цього використовувалася комп'ютерна програма PHEN. За результатами виконання комп'ютерних програм PHWEG і PHEN побудовані криві розподілу тиску в свердловині 753-Д для випадків установлення ежекторів відповідно на глибинах 700 і 870 м (криві 2) (рис. 4.2 і рис. 4.3).

На рис. 4.2 і рис 4.3 наглядно видно, що використання високонапірних ежекторів у свердловині дає можливість суттєво зменшити тиск на виході

штангового насоса. Це зменшення складає від 1,32 МПа для випадку установки ежектора на глибині 700 м до 1,96 МПа при установці ежектора на глибині 870 м. Зменшення тиску на виході штангового насоса означає зменшення навантаження на колону штанг. Для випадку, що розглядається, таке зниження навантаження складатиме 26% (при зменшенні тиску на виході СШН на 1,96 МПа). Крім того, завдяки зменшенню навантажень на механізм верстата-гойдалки можна буде використовувати противаги меншої ваги.

Таблиця 4.3 – Основні параметри ежекторів ($f_3/f_{p1}=3$), які забезпечують повний відбір газу, що надходить у затрубний простір, і тиск на усті $p_e=0,5$ МПа

Глибина установки ежектора у свердловині, м	Основні параметри ежектора				
	Діаметр отвору сопла d_c , мм	Діаметр отвору камери змішування $d_{кз}$, мм	Діаметр вихідного отвору дифузора d_δ , мм	Тиск на вході в ежектор p_p , МПа	Тиск на виході ежектора p_c , МПа
700	4,7	8,2	21,8	2,88	2,36
800	4,2	7,2	19,3	3,33	2,62
850	4,0	6,9	18,4	3,55	2,75
870	3,9	6,7	18,0	3,63	2,81

Таким чином, найбільш раціонально в свердловині 753-Д встановити ежектор з $f_3/f_{p1}=3$ (високонапірний) на глибині 870 м.

У загальному ж випадку можна стверджувати про те, що використання тандемної установки СШН – нафтогазовий ежектор є доцільним тоді, коли газовий фактор свердловинної продукції складатиме близько 100 м³/т і більше. Хоча і тоді ефективність роботи тандему буде визначатися багатьма іншими факторами.

4.2 Перспективні конструктивні схеми свердловинних нафтогазових ежекторів

Після визначення всіх геометричних та робочих параметрів нафтогазового ежектора та раціонального місця його розташування в нафтовій свердловині переходимо до розгляду можливих конструктивних схем спільного застосування нафтогазового ежектора та штангового насоса.

Першим із запропонованих варіантів є свердловинний ежектор, зображений на рис. 4.4. Даний струминний апарат складається з розділювача середовищ 1, який охоплює штангу 2 штангового насоса, корпуса 3, що з'єднаний з колоною НКТ за допомогою муфт 5. У корпусі 3 виконане робоче сопло 6, приймальна камера 7, камера змішування 8 і дифузор 9. Приймальна камера 7 і затрубний простір всередині експлуатаційної колони 10 сполучаються між собою зворотним клапаном 11. Розділювач середовищ 1 знизу опирається на пружинне кільце 12, що знаходиться у корпусі 3. Між пружинним кільцем 12 і розділювачем середовищ 1 встановлюється ущільнююча манжета 13, розділювач середовищ 1 зверху утримується фіксатором 14.

Ежектор працює таким чином. Газорідинна суміш, яка піднімається по колоні НКТ 4 вгору, потрапляє у вхідний отвір робочого сопла 6. Під дією тиску в приймальній камері 7 нижчому ніж у затрубному просторі відкривається зворотний клапан 11 і газ із затрубного простору попадає у приймальну камеру 7. У камері змішування 8 він переміщується із газорідинною сумішшю свердловини, а в дифузорі 9 швидкість руху суміші зменшується і відбувається відновлення тиску. Перемішана газорідинна суміш на виході з дифузора 9 попадає в колону НКТ 4 і рухається до устя свердловини.

На таку конструктивну схему ежектора отримано патент на винахід [87].

Окрім зазначеної конструктивної схеми нафтогазового ежектора в умовах малої відстані між експлуатаційною колоною та колоною НКТ пропонується розміщати ежектор всередині колони НКТ (рис. 4.5) або, крім того, його сопло насаджувати на штангу з метою утворення кільцевого зазору для проходу

робочого потоку (рис. 4.6). На зазначені конструктивні схеми ежекторів отримано патенти на корисну модель [97] та на винахід [88] відповідно.

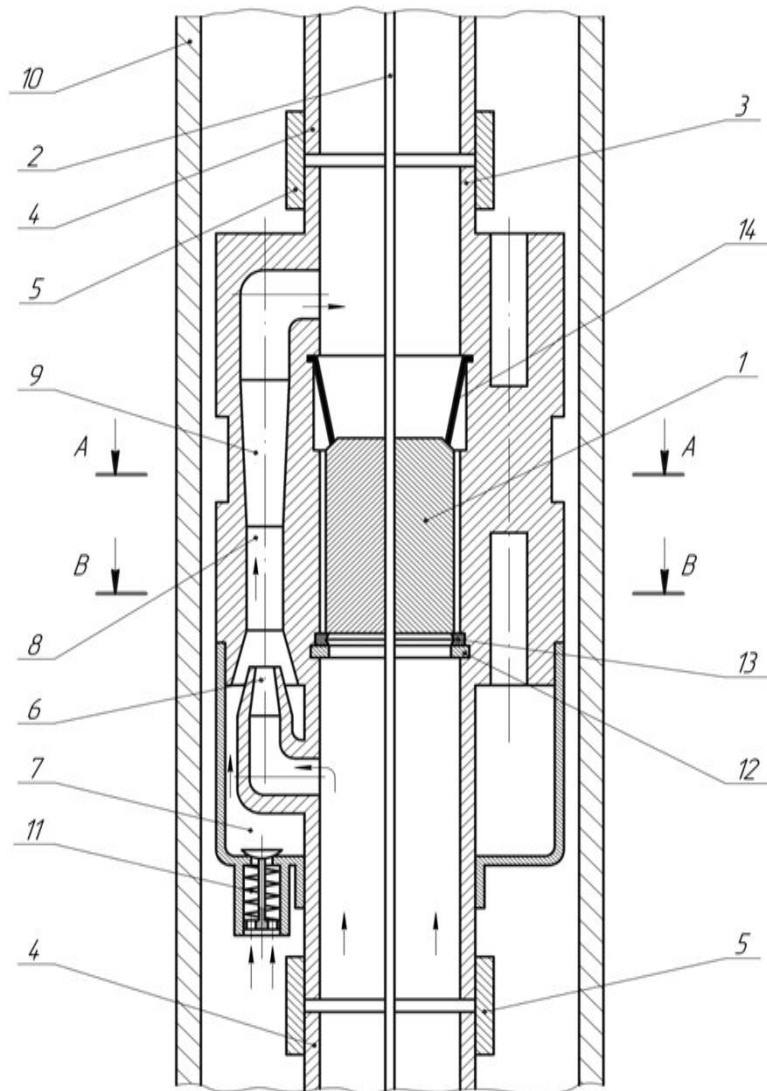


Рисунок 4.4 – Конструктивна схема свердловинного ежектора

Розміщення свердловинного ежектора у затрубному просторі (рис. 4.4) не завжди легко здійснити. Наприклад, при діаметрі експлуатаційної колони 122 мм і зовнішньому діаметрі колони НКТ 73 мм зазор між ними з кожного боку складатиме всього 24,5 мм. У таких випадках доцільніше розташувати нафтогазовий ежектор всередині колони НКТ (рис. 4.5) або, крім того, його сопло насаджувати на штангу (рис. 4.6). Але якщо внутрішній діаметр експлуатаційної колони становить 147 мм при зовнішньому діаметрі колони НКТ 73 мм, то у такому випадку ежектор цілком можливо помістити у затрубному просторі, адже у найширшій своїй частині його діаметр не перевищуватиме 28 мм.

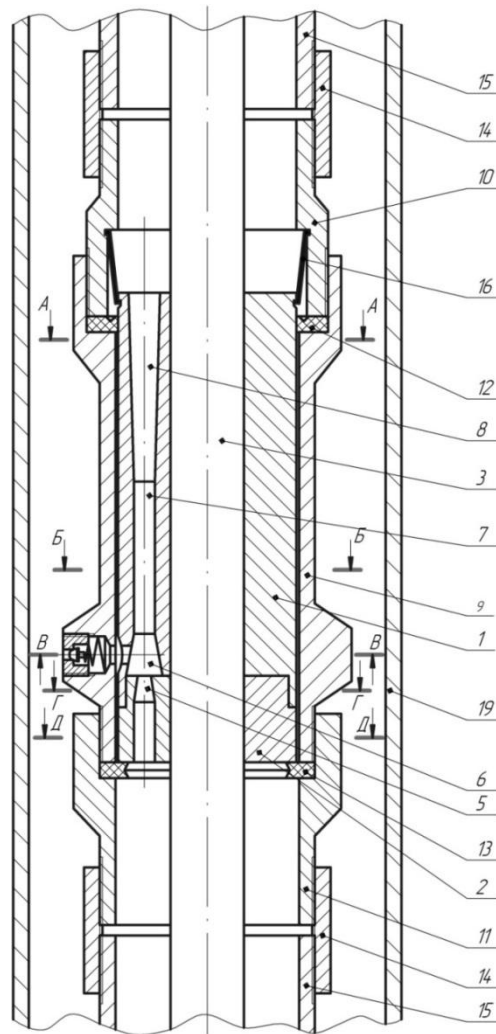


Рисунок 4.5 – Конструктивна схема свердловинного ежектора з розміщенням всередині колони НКТ

Спуско-підймальні операції у нафтовій свердловині з ежектором (рис. 4.4) виконуються у такий спосіб. Разом із вставним штанговим насосом і штангами у свердловину спускається і розділювач середовищ 1, який знаходиться на гладкій штанзі і з'єднаний з її нижнім раструбом тонкими пластинами. В момент виходу розділювача середовищ із пластинчастого фіксатора 14 і досягнення ним упорного кільця 12 з манжетою 13 пластини фіксатора сходяться і фіксують його зверху. Штанги у цей момент продовжують рух вниз. Під дією сили ваги штанг і насоса, пластини, що з'єднують розділювач середовищ зі штангою розриваються і через декілька метрів руху штанг вставний насос потрапляє в замкову опору. При підйомі насоса і штанг раструб гладкої штанги попадає на нижню торцеву

поверхню розділювача середовищ, пластини фіксатора розходяться і розділювач середовищ разом зі штангами рухається вгору до устя свердловини.

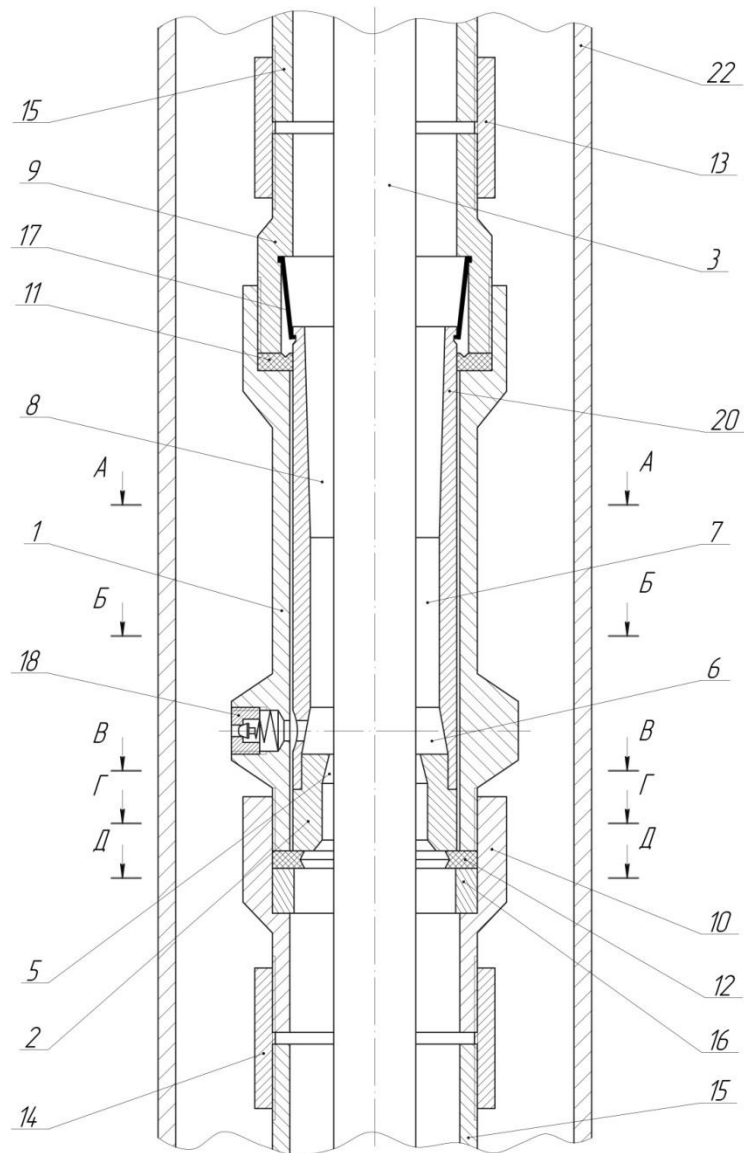


Рисунок 4.6 – Конструктивна схема свердловинного ежектора

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 4

1. Розроблено методику, яка дозволяє визначити раціональне місце встановлення нафтогазових ежекторів у нафтових свердловинах, що експлуатуються СШН. Згідно з цією методикою, встановлено, що використання низьконапірних ежекторів з відношенням площ $f_3/f_{p1}=6,25$ не може забезпечити суттєвого зменшення тиску на виході штангового насоса навіть при збільшенні глибини їх розміщення у зв'язку із великою різницею між тисками на вході та виході ежектора.

2. Зменшення навантаження на колону штанг залежить від двох факторів, а саме: відношення площ f_3/f_{p1} в ежекторі і збільшення глибини його розташування у свердловині. При зменшенні величини f_3/f_{p1} можна досягнути суттєвого зменшення навантаження на колону штанг. Збільшення глибини розташування ежектора у свердловині також забезпечує зменшення навантаження на колону штанг, але у значно меншій мірі.

3. Найефективніше у свердловині 753-Д встановлювати високонапірні ежектори з відношенням $f_3/f_{p1}=3$, які встановлюються на глибинах від 700 до 870 м, завдяки чому можна отримати зменшення тиску на виході штангового насоса $\Delta p = (1,32...1,96)$ МПа. Менше значення відповідає ежектору, який встановлено на глибині 700 м, а більше значення – ежектору, який розміщено на глибині 870 м.

4. Для свердловини 753-Д НГВУ «Долина нафтогаз» можна рекомендувати встановити високонапірний ежектор ($f_3/f_{p1}=3$) на глибині 870 м, який забезпечить відбір всього нафтового газу, що надходить у затрубний простір, і зменшить тиск на виході свердловинного насоса на величину $\Delta p = 1,96$ МПа. Геометричні розміри цього ежектора такі: діаметр отвору сопла $d_c=3,88$ мм, діаметр отвору камери змішування $d_{кз}=6,72$ мм, діаметр вихідного отвору дифузора $d_\delta=18,01$ мм і кут конуса дифузора $\alpha=8^\circ$.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ВИСНОВКИ РОБОТИ

У дисертації, що є завершеною науково-дослідною роботою, поставлено і вирішено актуальне науково-прикладне завдання, яке полягає в обґрунтуванні можливості та ефективності сумісної експлуатації свердловинних штангових насосів та рідинно-газових ежекторів, встановлених вище динамічного рівня нафтових свердловин. При цьому за результатами виконаної роботи та відповідно до поставлених завдань можна зробити такі висновки:

1. Аналіз сучасного рівня використання струминних апаратів при видобуванні нафти показав їх високу ефективність як при самотійному відкачування нафти, так і при роботі сумісно з ЕВН. ТанDEM ЕВН – струминний насос забезпечує стабілізацію роботи ЕВН, корисне використання енергії відсепарованого газу і у певній мірі збільшення відбору продукції свердловини. Крім того, тандемні установки знайшли застосування у низці випадків (низький пластовий і високий устевий тиски, негерметичність експлуатаційної колони), за яких експлуатація нафтових свердловин іншими способами неможлива.

2. Визначено параметри робочого потоку нафтогазового ежектора (параметри свердловини: тиск, температуру, швидкість руху і витратний газовміст її продукції, густини всього потоку та його вільного нафтового газу) вздовж стовбура свердловини. Отримано рівняння нафтогазових ежекторів (висконапірного і низьконапірного), які пов'язують між собою їх геометрію з параметрами свердловини на вході в ежектори та виході із них із забезпеченням їх використання для практичних обчислень.

При визначенні розподілу тиску в свердловині за відомими методами Поеттмана-Карпентера і Баксендела диференціальні рівняння розв'язувалися числовим методом Адамса-Крилова, що забезпечило у порівнянні з традиційним способом отримання більш точних значень як тиску, так і температури (для однієї із свердловин отримано уточнення по тиску $\Delta p=1,72$ МПа у точці підвісу насоса, а по температурі – $\Delta T=12,5$ К). На даний час відомі тільки рівняння (безрозмірні характеристики) струминних апаратів, що встановлюються нижче динамічного

рівня свердловин, а швидкість руху газоводонафтової продукції у довільному перерізі свердловини при її експлуатації СШН взагалі не визначалася.

Таким чином, створено всі умови, необхідні для перевірки можливості та ефективності сумісної експлуатації штангового насоса і нафтогазового ежектора.

3. На відміну від традиційних досліджень, експерименти з водоповітряними та водогазовими ежекторами на лабораторній установці виконувались при збільшенні надлишкового тиску p_e інжектваного газу перед ежектором (повітря, вуглекислого газу) від 0 до 0,1 і навіть у низці дослідів до 0,2 МПа і за наявності різниці тисків між тиском p_e інжектваного газу та тиском p_{p1} у приймальній камері ежектора. Такі дослідження вкрай важливі, оскільки ежектори у нафтових свердловинах працюватимуть з «підпором» нафтового газу.

За результатами експериментальних досліджень підтверджена працездатність ежекторів за величини «підпору» $p_e - p_{p1}$ до 0,05 МПа і класифікація струминних апаратів на високонапірні та низьконапірні. Встановлено, що меншому діаметру сопла d_c і більшому тиску p_e відповідає більший коефіцієнт інжекції u , більш високий тиск p_p робочого потоку на вході в ежектор як при зростанні тиску p_e , так і при зростанні тиску p_e на виході ежектора. Обчислення, виконані при використанні рівняння високонапірного нафтогазового ежектора з діаметрами сопла і камери змішування $d_c = 6,6$ мм, $d_{кз} = 12,5$ мм при врахуванні того, що робочий потік в ежекторі вода, а інжектований – повітря дали результати достатньо близькі до експериментальних при зміні тиску p_e в діапазоні від 0 до 0,165 МПа і різниці тисків $p_e - p_{p1} \leq 0,04$ МПа.

Виконані експериментальні дослідження вказують на можливість використання ежекторів у нафтових свердловинах при їх роботі з «підпором» інжектваного нафтового газу, а також на достатньо високу достовірність результатів, які можна отримати при використанні рівнянь нафтогазових ежекторів.

4. Встановлено, що зменшення навантаження на колону штанг залежить від двох факторів: відношення площ f_3/f_{p1} в ежекторі і збільшення глибини його розташування у свердловині. При цьому більший вплив має саме зменшення величини f_3/f_{p1} , а глибина встановлення ежектора впливає на навантаження в значно меншій мірі. Саме тому доцільніше використовувати високонапірні ежектори (наприклад для ежектора з $f_3/f_{p1}=3$, розміщеного у нафтовій свердловині 753-Д НГВУ «Долинанaftогаз», отримано зменшення тиску на виході штангового насоса $\Delta p = (1,32 \dots 1,96)$ МПа).

Для свердловини 753-Д НГВУ «Долинанaftогаз» рекомендовано встановити високонапірний ежектор з $f_3/f_{p1}=3$ на глибині 870 м, який забезпечить відбір всього нафтового газу, що надходить у затрубний простір, і зменшить тиск на виході штангового насоса на величину $\Delta p = 1,96$ МПа.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика / Г.Н.Абрамович. – М.: Наука, 1976. – 888 с.
2. Аливердизаде К.С. Балансирные индивидуальные приводы глубиннонасосной установки [Текст] / К.С. Аливердизаде. – Баку – Л.: Госгортехиздат, 1951. – 215 с.
3. Антропов В.Ф. Технология исследования скважин и воздействия на прискважинную зону эжекторными установками / В.Ф.Антропов, В.А.Перегинец, Я.В. Шановский // Нефтяное хозяйство. – 2000. – №1. – С. 41-43.
4. Аронс Г.А. Струйные аппараты / Г.А.Аронс. – М. – Л.: Госэнергоиздат, 1948. – 139 с.
5. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин [Текст]: учебник для вузов / И.И. Артоболевский. – М.: Гостехиздат, 1951. – 704 с.
6. А. с. 1236195 СССР МКУ F 04 F5/02. Скважинная насосная установка / Марьенко В.П. и Мельник В.И. Оубл. 07.06.86. Бюл. №21.
7. А. с. 1332086 СССР МКУ F 04 F5/54. Скважинная насосная установка / Яремийчук Р.С., Кифор Б.М., Лотовский В.Н., Арциховський В.И., Храбатин М.Г., Горев С.Н., Лесовой Г.А. и Донец К.Г. Оубл. 32.08.87. Бюл. №31.
8. А. с. 1361390 СССР МКУ F 04 F5/04. Насосно-эжекторная установка / Рошак И.И., Бакин А.В., Городивский А.В., Киргизов А.А. и Черников А.С. Оубл. 23.12.87. Бюл. №47.
9. А. с. 1373906 СССР МКУ F 04 F5/54. Насосная установка / Рошак И.И., Наговицын Ф.Г., Городивский А.В. и Сасункевич В.П. Оубл. 15.02.88. Бюл. №6.
10. А. с. 1513241 СССР МКУ F 04 F5/54. Насосно-эжекторная установка / Городивский А.В., Рошак И.И., Кириленко В.Н. и Городивский Л.В. Оубл. 07.10.89. Бюл. №37.
11. А. с. 1525342 СССР МКУ F 04 F5/54. Скважинная струйная установка / Абдулзаде А.М., Ефремов И.Ф., Свищев Ю.М., Келоглу В.Ю. и Иванов В.Н. Оубл. 30.11.89. Бюл. №44.

12. А. с. 1789776 СССР МКУ F 04 F5/54. Насосно-эжекторная установка / Городивский А.В., Городивский Л.В. и Рошак И.И. Оубл. 23.01.93. Бюл. №3.
13. А. с. 324379 СССР Диффузорное устройство / Мищенко И.Т., Гуревич А.С., Гуревич С.М. – Заявл. 12.11.38. №1281574/22-3. Оубл. в Бюл. №2, 1972.
14. Атнабаев З.М. Сквжинный эжектор для предотвращения повышения затрубного давления и срыва подачи УЭЦН / З.М. Атнабаев // Нефтяное хозяйство. – 2001. – №4. – С. 72-74.
15. Беляев Н.М. Термодинамика: учебн. пособие для студентов тех. вузов / Н.М. Беляев. – К.: Вища школа, 1987. – 344 с.
16. Берман Л.Д. Расчетные зависимости для водоструйных эжекторов / Л.Д. Берман, Г.И. Ефимочкин // Теплоэнергетика. – 1964. – №7. – С. 44-48.
17. Берман Л.Д. Характеристики и расчет низконапорных водоструйных эжекторов / Л.Д. Берман, Г.И. Ефимочкин // Теплоэнергетика. – 1966. – №6. – С. 89-92.
18. Богданов А.А. Струйные аппараты для промывки песчаных пробок в скважинах / А.А.Богданов, З.С.Помазкова. – М.: Гостоптехиздат, 1960. – 84 с.
19. Бойко В.С. Збірник задач з технології видобування нафти: Навчальний посібник / В.С. Бойко. – Івано-Франківськ: Нова зоря, 2011. – Частина III. – 407 с.
20. Бойко В.С. Технологія видобування нафти [Текст]: Підручник / В.С. Бойко. – Івано-Франківськ: Нова зоря, 2012. – 827 с.
21. Боровых А.Е. Соотношения для жидкостно-газового эжектора работающего в переменном режиме / А.Е. Боровых, В.Н. Есин // Изв. вузов Машиностроение. – 1976. – №9. – С. 89-94.
22. Булычев Г.А. Применение эжектирования при эксплуатации нефтяных и газовых скважин / Г.А. Булычев. – М.: Недра, 1989. – 116 с.
23. Булычев Г.А. Теплоэжекторные устройства в системах нефтегазодобычи / Г.А.Булычев, А.И.Гужов. – Нефтегазопромысловое дело, 1983. – №1. – С. 3-4.
24. Бурдынь Т.А. Химия нефти, газа и пластовых вод [Текст] / Т.А. Бурдынь, Ю.Б. Закс. – М.: Недра, 1975. – 216 с.

25. Васильев Ю.Н. Теория двухфазного газожидкостного эжектора с цилиндрической камерой смешения. Лопаточные машины и струйные аппараты / Ю.Н. Васильев // Машиностроение. – 1971. – №5. – С. 175-261.

26. Векерик В.І. Дослідження характеристик свердловинного насоса / В.І. Векерик, О.В. Паневник // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Сер. Буріння нафтових і газових свердловин. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ. – 1998. – №35. – Т. 2 – С. 98-104.

27. Вирновский А.С. Теория и практика глубиннонасосной добычи нефти. Избранные труды [Текст] / А.С. Вирновский. – М.: Недра, 1971. – 184 с.

28. Волков А.С. Бурение скважин с обратной циркуляцией промывочной жидкости / А.С. Волков, А.А. Волокитенков. – М.: Недра, 1970. – 184 с.

29. Глебов В.А. Использование струйных насосов при вскрытии зон поглощения / В.А. Глебов, В.Ф. Антонов // Бурение. – 1968. – №3. – С. 25-27.

30. Демьянова Л.А. Аналитический расчет характеристик струйного аппарата при откачке газожидкостных смесей / Л.А. Демьянова // НТЖ Нефтепромысловое дело. – М.: ВНИИОЭНГ, 1999. – №1. – С. 39-44.

31. Демьянова Л.А. Влияние расстояния от рабочего сопла до камеры смешивания на характеристики струйного аппарата при откачке газожидкостных смесей / Л.А. Демьянова // Нефтяное хозяйство. – 1998. – №9 – 10. – С. 84-85.

32. Донец К.Г. Дожимная струйная установка для совместного транспорта продукции скважин на ЦПС / К.Г. Донец // Нефтяное хозяйство. – 1989. – №9. – С. 11-13.

33. Донец К.Г. Определение основных параметров насосно-эжекторной установки для компримирования нефтяного газа / К.Г. Донец, И.И. Рошак, А.В. Городивский // Нефтяное хозяйство. – 1979. – №11. – С. 41-43.

34. Донец К.Г. Применение насосного эжектора для перекачки нефтяного газа / К.Г. Донец, И.И. Рошак, Л.Н. Еремина // Нефтепромысловое дело: РНТС ВНИИОЭНГ. – 1978. – №5. – С. 58-60.

35. Донец К.Г. Утилизация нефтяного газа горячего сепаратора с помощью насосно-эжекторной установки / К.Г. Донец, И.И. Рошак, А.В. Городивский // Нефтепромысловое дело: РНТС ВНИИОЭНГ. – 1979. – №8. – С. 45-48.

36. Донец К.Г. Утилизация нефтяного газа с помощью насосно-эжекторной установки в НГДУ Кинельнефть / К.Г. Донец, И.И. Рошак, А.В. Городивский // Нефтяное хозяйство. – 1979. – №7. – С. 42-44.

37. Дроздов А.Н. Опытное-промышленное внедрения погружных насосно-эжекторных систем в НГДУ «Федоровскнефть» / А.Н. Дроздов, А.В. Андриянов // Нефтяное хозяйство. – 1997. – №1. – С. 51-54.

38. Дроздов А.Н. Применение насосно-эжекторных систем «Тандем» на нефтяных месторождениях Российской федерации / А.Н. Дроздов, В.С. Вербицкий, А.В. Деньгаев // Нефтепромысловое дело. – 2004. – №3. – С. 31-38.

39. Дубей О.Я. Визначення закону руху точки підвісу штанг верстатів-гойдалок. / О.Я. Дубей // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2013. – №4 (36). – С. 67-73.

40. Дубей О.Я. Дослідження водоповітряного ежектора при зміні його геометрії та робочих параметрів / О.Я. Дубей // Научные труды SWorld. – Иваново: Научный мир, 2015. – №2 (39). Том 6. – С. 33-42.

41. Дубей О.Я. Рівняння високонапірного нафтогазового ежектора / О.Я. Дубей // Матеріали інтернет-симпозіума «Научные ответы на вызовы современности – 2016». Том 2. – С. 107-126.

42. Дубров Ю.В. Использование двухфазных струйных насосов для эксплуатации низкодебитных газоконденсатных скважин / Ю.В. Дубров, А.А. Мордвинов, А.В. Федосеев // Нефтегазовое дело. – 2006.

43. Дунчевский Г.М. Определение потерь в камере смешения струйных насосов различного типа / Г.М. Дунчевский, О.Н. Цабиев, В.С. Соломин // Изв. вузов «Машиностроение». – 1987. – №5. – С. 29-32.

44. Евстифеев С.В. Применение наддоложного эжектора гидронасоса / С.В. Евстифеев // Бурение и нефть. – 2002. – №1. – С. 23.

45. Ежекатори продовжують термін експлуатації старіючих метанових свердловин вуглеводневих пластів // Нафта України. – 2002. – №3. – С. 31.

46. Зарницкий Г.Э. Некоторые результаты исследования нефтегазового эжекатора / Г.Э. Зарницкий, С.С. Радченко // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1980. – №4. – С. 20-21.

47. Зингер Н.М. Исследование гидравлических характеристик струйного насоса (элеватора) с переменным сечением сопла / Н.М. Зингер, А.И. Белевич // Теплоэнергетика. – 1987. – №1. – С. 43-46.

48. Зиновьев В. Аналитические методы расчета плоских механизмов [Текст] / В. Зиновьев. – М. – Л.: Гостехиздат, 1949. – 204 с.

49. Интерпретация переходных процессов при освоении скважин эжекторными установками для оценки параметров системы пласт – скважина / Г.В. Бочаров, В.Ю. Бахищев, Л.Г. Кульпин, Я.В. Шановский // Нефтепромысловое дело. – 2002. – №8. – С. 14-17.

50. Использование струйного насоса для освоения скважин и интенсификации притока / Р.М. Курамшин, Г.А. Шлейн, А.А. Деменко, А.М. Вагнер // Нефтяное хозяйство. – 1997. – №2. – С. 20-21.

51. Исследование характеристик высоконапорного струйного аппарата при откачке струей жидкости газожидкостной смеси / Ж.Е. Кабдешева, В.С. Вербицкий, А.В. Деньгаев, Д.Н. Ламбин // Нефтяное хозяйство. – 2003. – №3. – С. 81-83.

52. Кабдешева Ж.Е. Подбор рациональной геометрии проточной части высоконапорного струйного аппарата при откачке однородной жидкости / Ж.Е. Кабдешева // Нефтепромысловое дело. – 2003. – №1. – С. 30-34.

53. Казак А.С. Погружные безштанговые насосы для добычи нефти / А.С. Казак, И.И. Росин, Л.Г. Чичеров. – М.: Недра. – 1973. – 232 с.

54. Каменев П.Н. Гидроэлеваторы в строительстве / П.Н.Каменев. – М.: Стройиздат. – 1970. – 415 с.

55. Коробов Г.Ю. Распределение температуры по стволу добывающей скважины / Г.Ю. Коробов, В.А. Мордвинов // Нефтяное хозяйство. – 2013. – №4. – С. 57-59.

56. Красильников И.А. Разработка методики расчета характеристик жидкостно-газовых эжекторов для эксплуатации скважин и водогазового воздействия на пласт с использованием насосно-эжекторных систем. Спец. 25.00.17 – Разработка и эксплуатация нефтяных и газовых месторождений. Дис. ... к.т.н. – М., 2010. – 146 с.

57. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки / Б.Ф. Лямаев. – Л.: Машиностроение. – 1988. – 278 с.

58. Марьенко В.П. Струйный насос для эксплуатации нефтяных скважин / В.П. Марьенко, Б.М. Рылов // Машины и нефтяное оборудование: РНТС ВНИИОЭНГ. – 1983. – №4. – С. 1-2.

59. Миронов С.Д. Исследование процесса подъема жидкости из нефтяных скважин струйными насосами. Спец. 05.15.06 – Разработка нефтяных, газовых и газоконденсатных месторождений: Автореф... на соиск. у. с. к. т. н. – М., 1980. – 21 с.

60. Мищенко И.Т. Влияние свободного газа на работу струйного насоса / И.Т. Мищенко, С.Д. Миронов // Депонированные рукописи: ВНИИОЭНГ. – 1980. – №7 (105). – С. 23-25.

61. Мищенко И.Т. Исследование работы струйного насоса при откачке сверхвязкой нефти / И.Т. Мищенко, С.Д. Миронов // Тр. МИНХ и ГП. им. И.М. Губкина.

62. Мищенко И.Т. Определение необходимого давления перед соплом струйного насоса при его работе в скважинах / И.Т. Мищенко, С.Д. Миронов // Нефтепромысловое дело: РНТС ВНИИОЭНГ. – 1988. – №12. – С. 18-21.

63. Мищенко И.Т. Скважинная добыча нефти: Учебное пособие для вузов [Текст] / И.Т. Мищенко. – М.: Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2007. – 826 с.

64. Мищенко И.Т. Струйные насосы для добычи нефти [Текст] / И.Т. Мищенко, Х.Х. Гумерский, В.П. Марьенко. – М.: Нефть и газ, 1996. – 150 с.
65. Молчанов Г.В. Машины и оборудование для добычи нефти и газа [Текст] / Г.В. Молчанов, А.Г. Молчанов. – М.: Недра, 1984. – 464 с.
66. Молчанова В.А. Исследование эффективности устройства для откачки газа из затрубного пространства / В.А. Молчанова, А.С. Топольников // Нефтепромысловое дело. – 2007. – №10. – С. 34-40.
67. Намиот А.Ю. Растворимость газов в воде [Текст] / А.Ю. Намиот. – М.: Недра, 1991. – 167 с.
68. Онацко Р.Г. Экспериментальное исследование характеристики скважинной эжекционной системы / Р.Г. Онацко // Нефтепромысловое дело. – 2005. – №7. – С. 24-27.
69. Орлов Д.Г. Промысловые испытания экспериментальных образцов беспакерной компоновки гидроструйного насоса с двухрядным лифтом на Самотлорском месторождении / Д.Г. Орлов, В.А. Териков, А.Н. Дроздов // Нефтепромысловое дело. – 2003. – №11. – С. 45-47.
70. Паневник А.В. Исследования уравнения характеристики струйного насоса / А.В. Паневник, Р.Г. Онацко // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и море. – 2004. – №3. – С. 22 – 24.
71. Паневник О.В. Вибір оптимальних параметрів свердловинних струминних насосів / О.В. Паневник, Р.С. Яремійчук, В.І. Векерик. – Івано-Франківськ: Факел, 1999. – 366 с.
72. Паневник О.В. Визначення розподілу тиску і температури вздовж стовбура нафтової свердловини / О.В. Паневник, О.Я. Дубей // Науковий вісник Національного гірничого університету. – Дніпропетровськ: 2015. – №4 (148). – С. 98-103.
73. Паневник О.В. Визначення розподілу тиску, температури та швидкості руху газорідинної суміші вздовж стовбура нафтової свердловини у випадку експлуатації штанговим свердловинним насосом / О.В. Паневник, О.Я. Дубей // Науковий вісник ІФНТУНГ. – Івано-Франківськ, 2014. – №1 (36). – С. 53-60.

74. Паневник О.В. Визначення умов подібності при фізичному моделюванні робочого процесу свердловинного струминного насоса / О.В.Паневник, Р.Г. Онацко // Науковий вісник національного техн. ун-ту нафти і газу. – 2005. – №1 (10). – С. 77-81.

75. Паневник О.В. Визначення характеристики гідравлічної системи струминного свердловинного насоса / О.В. Паневник // Нафтова і газова промисловість. – 1999. – №6. – С. 23-25.

76. Паневник О.В. Визначення характеристики струминного насоса в процесі реалізації режиму прямої місцевої промивки привибійної зони свердловини / О.В. Паневник, Р.С. Яремійчук // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Сер. Буріння нафтових і газових свердловин. – ІФНТУНГ. – 1996. – №33. – С. 81-87.

77. Паневник О.В. Експериментальне дослідження водогазового ежектора у процесі інжектування вуглекислого газу / О.В. Паневник, О.Я. Дубей // Нафтогазова енергетика. – Івано-Франківськ : ІФНТУНГ. – 2015. – №2 (24). – С. 23-31.

78. Паневник О.В. Математична модель роботи свердловинного струминного насоса в зворотному режимі / О.В. Паневник, Р.Г. Онацко // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. – №3(8). – С. 42-46.

79. Паневник О.В. Методика визначення режиму роботи струминного свердловинного апарата / О.В. Паневник // Нафтова і газова промисловість. – 1996. – №4. – С. 6-8.

80. Паневник О.В. Методика розрахунку ежекційної системи з відокремленою привибійною зоною / О.В. Паневник // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Сер. Нафтогазове обладнання. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ. – 1997. – №34. – С. 91-98.

81. Паневник О.В. Моделювання роботи ежектора при його одночасній компоновці зі свердловинним штанговим насосом у нафтовій свердловині. / О.В. Паневник, О.Я. Дубей // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ: всеукр. наук.-техн. журн. – Івано-Франківськ: Факел, 2014. – № 3 (52). – С. 51-59.

82. Паневник О.В. Особливості розрахунку робочого процесу струминного насоса при паралельному включенні в систему циркуляції свердловини // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Сер. Буріння нафтових і газових свердловин. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ. – 1996. – №33. – С. 75-81.

83. Паневник О.В. Підвищення ефективності використання свердловинних ежекційних систем / О.В. Паневник, Р.Г. Онацко // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2005. – №3 (16). – С. 5-8.

84. Паневник О.В. Свердловинна ежекційна система і методика її розрахунку / О.В. Паневник, Р.Г. Онацко // Науковий вісник національного техн. ун-ту нафти і газу. – 2005. – №2 (11). – С. 59-63.

85. Паневник О.В. Теоретичні основи побудови узагальнених гідравлічних моделей свердловинних струминних насосів. Спец. 05.05.12 – Машини нафтової та газової промисловості: Автореф. дис... на здоб. н. с. д. т. н. – Івано-Франківськ, 2000. – 31 с.

86. Паневник О.В. Теоретичні основи побудови узагальнених гідравлічних моделей свердловинних струминних насосів. Спец. 05.05.12 – Машини нафтової та газової промисловості: Дис... на здоб. н. с. д. т. н. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 1999. – 359 с.

87. Пат. 105135 Україна, МПК F04B 47/02. Свердловинний ежектор / О.В. Паневник, О.Я. Дубей, І.Я. Яремко, М.М. Лях – № а 2013 07030; заявл. 04.06.13; опубл. 10.04.14 Бюл. №7.

88. Пат. 109987 Україна, МПК E21B 43/12. Свердловинний ежектор / О.В. Паневник, О.Я. Дубей, І.Я. Яремко, М.М. Лях – № а 2014 07902; заявл. 14.07.14; опубл. 26.10.15 Бюл. №20.

89. Пат. 2131541 Российской Федерации, МКП⁶ F04F5/02. Скважинная насосная установка / В.В. Кислицын, Н.Н. Светашов, В.П. Сыропятов, А.М. Киреев. – №97113169/09; Заявлено 24.07.97; Опубл. 10.06.99, Бюл. №16.

90. Пат. 2131542 Российской Федерации, МКП⁶ F04F5/14. Струйный аппарат / А.С. Кузьмин. – №97115399/06; Заявлено 16.09.97; Опубл. 10.06.99, Бюл. №16.

91. Пат. 2132975 Российской Федерации, МКП⁶ F04F5/02. Скважинная насосная установка / А.П. Осипов, В.Н. Миланич. – №98100143/06; Заявлено 06.01.98; Опубл. 10.07.99, Бюл. №19.

92. Пат. 2138696 Российской Федерации, МКП⁶ F04F5/54. Способ работы насосно-эжекторной скважинной импульсной установки / Ю.В. Верба, С.П. Верес, В.А. Демченко и др. – №99100190/06; Заявлено 11.01.99; Опубл. 27.09.99.

93. Пат. 2140581 Российской Федерации, МКП⁶ F04F5/14. Струйный аппарат / А.В. Федосеев, А.Р. Александров, С.В. Шелемей и др. – №97116227/06; Заявлено 29.09.97; Опубл. 27.10.99, Бюл. №30.

94. Пат. 2142070 Российской Федерации, МКП⁶ F04F5/02. Жидкостно-газовый эжектор / С.А. Попов, Е.Д. Петрухин. – №98103483/06; Заявлено 02.03.98; Опубл. 27.11.99, Бюл. №33.

95. Пат. 2142071 Российской Федерации, МКП⁶ F04F5/02. Многосопловой жидкостно-газовый эжектор / С.А. Попов, Е.Д. Петрухин. – №98105006/06; Заявлено 16.03.98; Опубл. 27.11.99, Бюл. №33.

96. Пат. 2176336 Российской Федерации, МКП⁶ F04F5/02. Способ работы насосно-эжекторной скважинной установки / З.Д. Хоминец. – №2000126978/06; Заявлено 30.10.2000; Опубл. 27.11.2001.

97. Пат. 90016 Украина, МПК F04B 47/00. Свердловинный эжектор / О.В. Паневник, О.Я. Дубей, І.Я. Яремко, М.М. Лях – № u 2013 13995; заявл. 02.12.13; опубл. 12.05.14 Бюл. №9.

98. Петри Х.Л. Струйные насосы для нефтяных скважин / Х.Л. Петри, П.М. Вильсон, Э.Э. Смарт // Нефть, газ и нефтехимия за рубежом. – 1984. – №1. – С. 13-18.

99. Петри Х.Л. Струйный насос для нефтяных скважин / Х.Л. Петри, П.М. Вильсон, Э.Э. Смарт // Нефть, газ и нефтехимия за рубежом. – 1983. – №12. – С. 23-25.

100. Подвидз Л.Г. Влияние длины камеры смешения на энергетические и кавитационные характеристики струйных насосов / Л.Г. Подвидз, А.М. Родимова, В.В. Калачев // Изв. вузов «Машиностроение». – 1979. – № 2. – С. 66-69.

101. Подвидз Л.Г. Энергетические характеристики процесса смешения / Л.Г. Подвидз // Изв. вузов «Машиностроение». – 1976. – № 11. – С. 75-79.
102. Подвидз Л.Г. Кавитационные свойства струйных насосов / Л.Г. Подвидз // Вестник машиностроения. – 1978. – № 3. – С. 17-20.
103. Подвидз Л.Г. Расчет струйных насосов и установок / Л.Г. Подвидз, Ю.А. Кирилловский // Сб. тр. ВНИИГидромаш. – М.: ВНИИГидромаш. – 1968. – № 38. – С. 50-70.
104. Помазкова З.С. Применение струйного насоса для ликвидации песчаных пробок в нефтяных скважинах / З.С. Помазкова // Сб. Применение безштанговых насосов на нефтепромыслах. Сер. Добыча. – М.: ГОСИНТИ. – 1962. – С. 64-88.
105. Применение эжектора в схеме НТС / И.Н. Царев, О.Н. Соловьев, Е.М. Шихов, Е.А. Репин // Газовая промышленность. – 1977. – №7. – С. 16-18.
106. Применение струйных аппаратов при освоении скважин / Р.С. Яремийчук, Б.М. Кифор, В.Н. Лотовский, Л.П. Шанович. – М.: ВНИИОЭНГ, 1988. – 56 с.
107. Рошак И.И. Применение жидкостно-газового эжектора для сбора нефтяного газа / И.И. Рошак, К.Г. Донец, А.В. Городивский // Машины и нефтяное оборудование: РНТС ВНИИОЭНГ. – 1980. – № 4. – С. 28-29.
108. Рошак И.И. Расчет характеристик жидкостно-газового эжектора / И.И. Рошак, К.Г. Донец, А.В. Городивский // Нефтяное хозяйство. – 1980. – № 9. – С. 44-46.
109. Рошак И.И. Сбор нефтяного газа на дожимной насосной станции / И.И. Рошак, А.В. Городивский, К.Г. Донец // Нефтепромысловое дело: РНТС ВНИИОЭНГ. – 1981. – № 8. – С. 44-46.
110. Сазонов Ю.А. Разработка устройства снижения дифференциального давления на забое скважины: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.04.07 /МИНГ им. И.М. Губкина. – М., 1989. – 18 с.

111. Сборник задач по технологии и технике нефтедобычи: учеб. пособие для вузов / И.Т. Мищенко, В.А. Сахаров, В.Г. Грон, Г.И. Богомольный. – М.: Недра, 1984. – 272 с.
112. Современные конструкции установок скважинных струйных насосов за рубежом / Ю.Г. Абдуллаев, В.Д. Воробьев, Е.Г. Зацепина, Б.Т-С. Муллаев. – М.: ВНИИОЭНГ, 1987. – 33 с.
113. Соколов Е.Я. Струйные аппараты [Текст] / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
114. Станки-качалки. Каталог. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1981. – 20 с.
115. Станки-качалки СК3-1,2-630, СК5-3-2500, СК6-2,1-2500, СК8-3,5-4000, СК12-2,5-4000, СК8-3,5-5600, СК10-3-5600. ГОСТ 5866-76. Паспорт. – Баку: АЗИНМАШ, 1981. – 60 с.
116. Темнов В.К. К выбору оптимального струйного насоса / В.К. Темнов, Е.Ф. Ложков // Изв. вузов «Машиностроение». – 1972. – №12. – С. 87-92.
117. Териков В.А. Промысловые исследования скважин Самотлорского месторождения, оборудованных установками гидроструйных насосов, и перспективы развития гидроструйного способа эксплуатации / В.А. Териков, А.Н. Дроздов // Нефтепромысловое дело. – 2003. – №4. – С. 20-24.
118. Технология повышения продуктивности скважин с помощью струйных аппаратов / Р.С. Яремийчук, В.Р. Возный, Б.М. Кифор, В.Н. Лотовский. – М.: ВНИИОЭНГ, 1992. – 52 с.
119. Тьондродипутро Б. Применение струйных насосов для добычи нефти в отдаленных районах / Б. Тьондродипутро, Р. Гоул, Дж. Гауэр // Нефть, газ и нефтехимия за рубежом. – 1987. – №1. – С. 11-14.
120. Уоллис Г. Одномерные двухфазные течения [Текст] / Г. Уоллис. – М.: Мир, 1972. – 440 с.
121. Фазао К.Ф. Учет влияния неравновесности выделения растворенного в нефти газа на подбор струйных насосов в добыче нефти: дисс. на соискание ученой степени к. т. н. – Москва, 2001. – 136 с.

122. Фильчаков П.Ф. Численные и графические методы прикладной математики: Справочник [Текст] / П.Ф. Фильчаков. – К.: Наукова думка. 1970. – 745 с.

123. Харун В.Р. Обґрунтування раціональних параметрів виконавчих механізмів верстатів-качалок. Спец. 05.05.12 – Машини нафтової та газової промисловості: Дис. на здоб. наук. ст. к.т.н. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2004. – 216 с.

124. Хоминец З.Д. Результаты и перспективы применения струйных насосов при поиске, разведке и разработке месторождений / З.Д. Хоминец, И.Н. Косаняк, В.С. Лисовский // Нефтяное хозяйство. – 1998. – №5. – С. 72-75.

125. Царев И.Н. Способ реконсервации и интенсификации низконапорных газовых скважин / И.Н. Царев, Н.А. Пелехов, В.И. Резуненко // Газовая промышленность. – 1978. – №4. – С. 31-33.

126. Цепляев Ю.А. О совместной работе струйного насоса и ЭЦН в нефтяной скважине / Ю.А. Цепляев // Проблемы нефти и газа Тюмени. – 1973. – №17. – С. 41-43.

127. Цепляев Ю.А. Применение струйных насосов для добычи нефти / Ю.А. Цепляев, Н.П. Захарченко, Я.М. Каган // Нефтяное хозяйство. – 1982. – №9. – С. 34-36.

128. Яремійчук Р.С. Освоєння та дослідження свердловин / Р.С. Яремійчук, В.Р. Возний – Львів: Оріяна-Нова, 1994. – 440 с.

129. Яремійчук Р.С. Технологія інтенсифікації припливу рідин і газів з продуктивних пластів з використанням струминних апаратів / Р.С. Яремійчук // Науковий вісник національного техн. ун-ту нафти і газу. – 2001. – №1. – С. 35-40.

130. Эффективность регулирования дифференциального давления эжектированием / М.Р. Мавлютов, Ю.П. Скворцов, В.П. Логунов, Ю.С. Кузнецов, // Нефтяное хозяйство. – 1998. – №5. – С. 39-40.

131. Arghode V.K. Jet characteristics from a submerged combustion system / V.K. Arghode, A.K. Gupta // Applied Energy. – 2012. – №89. – p. 246-253.

132. Carvalho P.M. Modeling a jet pump with an electrical submersible pump for production of gassy petroleum wells / P.M. Carvalho, A.L. Podio, K. Sepehrnoori // Works of SPE Annual Technical Conference and Exhibition 1998. – p. 53-65.

133. Hatziavramidis D.T. Modeling and design of jet pumps / D.T. Hatziavramidis // SPE Production Engineering. – Nov. 1991. – p. 413-419.

134. Jiao B. Efficiency and pressure recovery in hydraulic jet pumping of two-phase gas/liquid mixtures / B. Jiao, R. Blais, Z. Schmidt // SPE Production Engineering. – Nov. 1990. – p. 361-364.

135. Shen J. Application of composite jet-rod pumping system in a system in a deep heavy-oil field in Tarim China / J. Shen, X. Wu, J. Wang // Works of SPE Annual Technical Conference and Exhibition. – Sept. 2010. – 8 p.

136. Sriveerakul T. Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results / T. Sriveerakul, S. Aphornratana, K. Chunnanond // International Journal of Thermal Sciences. – 2007. – №46. – p. 812-822.

137. Sriveerakul T. Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 2. Flow structure of a steam ejector influenced by operating pressures and geometries/ T. Sriveerakul, S. Aphornratana, K. Chunnanond // International Journal of Thermal Sciences. – 2007. – №46. – p. 823-833.

138. Telkov V.P. Improvement of oil recovery by jet and electrical centrifugal pumping technology of water/gas influence / V.P. Telkov // Works of SPE Annual Technical Conference and Exhibition. – Nov. 2007. – p. 4-9.

139. Yazdani M. Numerical modeling of two-phase supersonic ejectors for work-recovery applications / M. Yazdani, A.A. Alahyari, T.D. Radcliff // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2012. – №55. – p. 5744-5753.

ДОДАТКИ

Додаток А

Програми для розрахунку термобаричних параметрів у нафтових свердловинах та для визначення робочих і геометричних параметрів нафтогазових ежекторів

Додаток Б

Результати експериментального дослідження водоповітряних ежекторів на лабораторній установці

№ п/п	Діаметр сопла d_c , мм	Відстань між зрізом сопла і камерою змішування $l_{ск}$, мм	Різниця тисків між манометром газового редуктора та мановакууметра Δp , МПа	Тиск суміші на виході із ежектора p_c , МПа	Температура повітря на виході із газового лічильника t , °С	Тиск води на вході в ежектор p_p , МПа	Тиск у прийомній камері ежектора p_{p1} , МПа	Тиск на виході із газового редуктора p_{gp} , МПа	Показ лічильника води на початку досліду, м ³	Показ лічильника води в кінці досліду, м ³	Показ лічильника газу на початку досліду, м ³	Показ лічильника газу в кінці досліду, м ³
Діаметр камери змішування $d_{кз}=10$ мм												
1	5,0	10	-	0,025	16,5	0,225	-0,071	-	25,079	25,218	дослід без інжектованого потоку	
2			-	0,045	16,5	0,228	-0,045	-	25,232	25,373		
3			-	0,095	16,5	0,246	0,018	-	25,386	25,514		
4			-	0,18	16,5	0,280	0,124	-	25,527	25,633		
5			-0,002	0,036	16,5	0,245	0,022	0,02	25,743	25,869	44,732	44,762
6			-0,001	0,045	17	0,245	0,021	0,02	26,751	26,878	45,7135	45,746
7			0	0,075	18	0,245	0,020	0,02	27,926	28,053	46,685	46,710
8			0,003	0,038	16,5	0,248	0,027	0,03	25,885	26,011	44,766	44,808
9			0	0,047	17	0,249	0,030	0,03	26,895	27,021	45,751	45,791
10			0	0,077	18	0,250	0,030	0,03	28,074	28,200	46,714	46,736
11			0,002	0,042	16,5	0,250	0,038	0,04	26,025	26,151	44,814	44,899
12			0	0,050	17,5	0,252	0,040	0,04	27,046	27,170	45,800	45,860
13			0	0,075	18	0,253	0,040	0,04	28,223	28,348	46,740	46,761
14			0,005	0,046	17	0,252	0,045	0,05	26,164	26,287	44,910	45,034
15			0,005	0,052	17,5	0,254	0,045	0,05	27,194	27,316	45,873	45,951
16			0,003	0,077	18	0,256	0,047	0,05	28,364	28,485	46,764	46,786

Продовження додатку Б

№ п/п	Діаметр сопла d_c , мм	Відстань між зрізом сопла і камерою змішування $l_{ск}$, мм	Різниця тисків між манометром газового редуктора та мановакууметра Δp , МПа	Тиск суміші на виході із ежектора p_c , МПа	Температура повітря на виході із газового лічильника t , °С	Тиск води на вході в ежектор p_p , МПа	Тиск у прийомній камері ежектора p_{p1} , МПа	Тиск на виході із газового редуктора p_{gp} , МПа	Показ лічильника води на початку досліду, м ³	Показ лічильника води в кінці досліду, м ³	Показ лічильника газу на початку досліду, м ³	Показ лічильника газу в кінці досліду, м ³
17	5,0	10	0,009	0,050	17	0,255	0,051	0,06	26,304	26,427	45,054	45,210
18			0,005	0,056	17,5	0,256	0,055	0,06	27,330	27,451	45,962	46,073
19			0,001	0,077	18	0,259	0,059	0,06	28,502	28,621	46,789	46,814
20			0,013	0,052	17	0,257	0,057	0,07	26,442	26,563	45,231	45,412
21			0,007	0,062	17,5	0,260	0,063	0,07	27,466	27,585	46,090	46,231
22			0,005	0,077	18	0,262	0,065	0,07	28,636	28,755	46,817	46,848
23			0,016	0,055	17	0,260	0,064	0,08	26,577	26,696	45,433	45,640
24			0,010	0,065	18	0,262	0,070	0,08	27,602	27,719	46,253	46,425
25			0,005	0,080	18,5	0,265	0,075	0,08	28,773	28,890	46,854	46,902
26			0,008	0,085	18,5	0,268	0,082	0,09	28,906	29,021	46,910	46,989
27			0,010	0,090	18,5	0,270	0,090	0,10	29,044	29,157	47,009	47,121
28			0,015	0,100	18,5	0,274	0,105	0,12	29,181	29,291	47,151	47,305
29	5,4	10	-	0,031	15	0,187	-0,058	-	29,356	29,514	дослід без інжектowanego потоку	
30			-	0,040	15	0,190	-0,045	-	29,527	29,682		
31			-	0,068	15	0,205	-0,01	-	29,704	29,852		
32			-	0,205	15	0,273	0,162	-	29,866	29,973		
33			0,005	0,045	15,5	0,213	0,015	0,02	30,036	30,178	47,327	47,358
34			0,002	0,055	16,5	0,214	0,018	0,02	31,337	31,478	48,000	48,014

Продовження додатку Б

№ п/п	Діаметр сопла d_c , мм	Відстань між зрізом сопла і камерою змішування l_{ck} , мм	Різниця тисків між манометром газового редуктора та мановакууметра Δp , МПа	Тиск суміші на виході із ежектора p_c , МПа	Температура повітря на виході із газового лічильника t , °С	Тиск води на вході в ежектор p_p , МПа	Тиск у прийомній камері ежектора p_{p1} , МПа	Тиск на виході із газового редуктора p_{gp} , МПа	Показ лічильника води на початку досліду, м ³	Показ лічильника води в кінці досліду, м ³	Показ лічильника газу на початку досліду, м ³	Показ лічильника газу в кінці досліду, м ³
35	5,4	10	-0,002	0,080	18	0,215	0,022	0,02	32,921	33,061	48,762	48,768
36			0,002	0,045	15,5	0,218	0,028	0,03	30,198	30,340	47,363	47,403
37			0,002	0,056	16,5	0,220	0,028	0,03	31,495	31,634	48,016	48,037
38			-0,001	0,082	18	0,222	0,031	0,03	33,082	33,221	48,770	48,779
39			0	0,046	15,5	0,222	0,040	0,04	30,362	30,500	47,411	47,476
40			0	0,057	17	0,223	0,040	0,04	31,973	32,120	48,126	48,163
41			0,001	0,083	18,5	0,223	0,039	0,04	33,238	33,375	48,780	48,793
42			0,005	0,047	16	0,225	0,045	0,05	30,525	30,661	47,490	47,572
43			0,002	0,058	16,5	0,227	0,048	0,05	31,658	31,794	48,042	48,079
44			0,002	0,085	18	0,227	0,048	0,05	33,398	33,535	48,796	48,814
45			0,009	0,052	16	0,228	0,051	0,06	30,686	30,820	47,590	47,677
46			0,005	0,060	17	0,230	0,055	0,06	32,163	32,297	48,178	48,236
47			0,002	0,085	18	0,232	0,058	0,06	33,552	33,686	48,816	48,838
48			0,010	0,056	16	0,232	0,060	0,07	30,840	30,973	47,688	47,769
49			0,010	0,063	17,5	0,233	0,060	0,07	32,315	32,448	48,245	48,324
50			0,002	0,088	18,5	0,234	0,068	0,07	33,705	33,837	48,842	48,870
51	0,015	0,060	16	0,235	0,065	0,08	31,004	31,136	47,786	47,876		
52	0,010	0,070	17,5	0,238	0,070	0,08	32,463	32,594	48,334	48,436		

Продовження додатку Б

№ п/п	Діаметр сопла d_c , мм	Відстань між зрізом сопла і камерою змішування $l_{ск}$, мм	Різниця тисків між манометром газового редуктора та мановакууметра Δp , МПа	Тиск суміші на виході із ежектора p_c , МПа	Температура повітря на виході із газового лічильника t , °С	Тиск води на вході в ежектор p_p , МПа	Тиск у прийомній камері ежектора p_{p1} , МПа	Тиск на виході із газового редуктора p_{gp} , МПа	Показ лічильника води на початку досліду, м ³	Показ лічильника води в кінці досліду, м ³	Показ лічильника газу на початку досліду, м ³	Показ лічильника газу в кінці досліду, м ³
53	5,4	10	0,005	0,089	18,5	0,239	0,075	0,08	33,852	33,981	48,873	48,905
54			0,018	0,063	16,5	0,238	0,072	0,09	31,171	31,302	47,902	47,990
55			0,012	0,073	17,5	0,240	0,078	0,09	32,612	32,741	48,453	48,586
56			0,008	0,090	18,5	0,240	0,082	0,09	34,004	34,131	48,912	48,952
57			0,016	0,077	18	0,243	0,084	0,10	32,759	32,888	48,606	48,750
58	6,2	10	-	0,046	16	0,166	-0,015	-	19,458	19,626	дослід без інжектowanego потоку	
59			-	0,085	16	0,180	0,012	-	19,830	19,991		
60			-	0,146	16	0,220	0,090	-	20,009	20,152		
61			-	0,273	16	0,303	0,253	-	20,167	20,257		
62			0	0,050	18	0,185	0,020	0,02	20,715	20,875	42,392	42,424
63			0	0,075	19,5	0,187	0,020	0,02	23,427	23,585	44,394	44,404
64			0,003	0,050	18	0,187	0,027	0,03	20,907	21,062	42,433	42,486
65			0	0,076	19,5	0,190	0,030	0,03	23,609	23,765	44,406	44,418
66			0,003	0,052	18,5	0,193	0,037	0,04	21,087	21,240	42,495	42,564
67			0	0,080	19,5	0,193	0,040	0,04	23,788	23,942	44,420	44,437
68			0,002	0,055	18,5	0,195	0,048	0,05	21,262	21,416	42,575	42,656
69			0,002	0,082	19,5	0,196	0,048	0,05	23,963	24,113	44,440	44,463
70			0,005	0,056	19	0,200	0,055	0,06	21,432	21,583	42,666	42,763

Продовження додатку Б

№ п/п	Діаметр сопла d_c , мм	Відстань між зрізом сопла і камерою змішування l_{ck} , мм	Різниця тисків між манометром газового редуктора та мановакууметра Δp , МПа	Тиск суміші на виході із ежектора p_c , МПа	Температура повітря на виході із газового лічильника t , °С	Тиск води на вході в ежектор p_p , МПа	Тиск у прийомній камері ежектора p_{p1} , МПа	Тиск на виході із газового редуктора p_{gp} , МПа	Показ лічильника води на початку досліду, м ³	Показ лічильника води в кінці досліду, м ³	Показ лічильника газу на початку досліду, м ³	Показ лічильника газу в кінці досліду, м ³
71	6,2	10	0,002	0,083	19,5	0,200	0,058	0,06	24,132	24,280	44,466	44,494
72			0,005	0,062	19	0,205	0,065	0,07	21,607	21,757	42,779	42,903
73			0,002	0,085	19,5	0,206	0,068	0,07	24,307	24,454	44,499	44,533
74			0,010	0,065	19	0,207	0,070	0,08	21,781	21,929	45,925	43,063
75			0,002	0,086	19,5	0,210	0,078	0,08	24,480	24,624	44,540	44,588
76			0,013	0,068	19	0,210	0,077	0,09	21,945	22,090	43,078	43,210
77			0,006	0,088	19,5	0,215	0,084	0,09	24,772	24,913	44,652	44,717
78			0,015	0,073	19	0,215	0,085	0,10	22,109	22,251	43,228	43,362
79			0,012	0,086	19	0,217	0,088	0,10	22,284	22,426	43,389	43,494
80			0,008	0,103	19	0,220	0,092	0,10	22,451	22,591	43,506	43,548
81	6,6	10	-	0,038	17	0,123	-0,014	-	34,178	34,354	дослід без інжектowanego потоку	
82			-	0,065	17	0,146	0,015	-	34,368	34,539		
83			-	0,113	17	0,180	0,068	-	34,551	34,709		
84			-	0,205	17	0,244	0,178	-	34,719	34,844		
85			0	0,048	17,5	0,150	0,020	0,02	34,892	35,062	48,967	48,976
86			-0,002	0,055	18	0,153	0,022	0,02	37,117	37,335	49,690	49,6986
87			0,002	0,050	17,5	0,153	0,028	0,03	35,084	35,253	48,978	48,993
88			0	0,058	18	0,157	0,030	0,03	37,355	37,525	49,699	49,710

Продовження додатку Б

№ п/п	Діаметр сопла d_c , мм	Відстань між зрізом сопла і камерою змішування $l_{ск}$, мм	Різниця тисків між манометром газового редуктора та мановакууметра Δp , МПа	Тиск суміші на виході із ежектора p_c , МПа	Температура повітря на виході із газового лічильника t , °С	Тиск води на вході в ежектор p_p , МПа	Тиск у прийомній камері ежектора p_{p1} , МПа	Тиск на виході із газового редуктора p_{gp} , МПа	Показ лічильника води на початку досліду, м ³	Показ лічильника води в кінці досліду, м ³	Показ лічильника газу на початку досліду, м ³	Показ лічильника газу в кінці досліду, м ³
89	6,6	10	0	0,075	18,5	0,159	0,030	0,03	38,876	39,042	50,111	50,1137
90			0	0,053	17,5	0,160	0,040	0,04	35,279	35,445	48,996	49,019
91			0,001	0,063	18	0,164	0,039	0,04	37,545	37,713	49,711	49,726
92			0	0,080	19	0,167	0,040	0,04	39,066	39,232	50,114	50,1193
93			0,004	0,055	17,5	0,165	0,046	0,05	35,465	35,629	49,022	49,0515
94			0,001	0,065	18	0,170	0,049	0,05	37,734	37,905	49,728	49,749
95			0	0,082	19	0,172	0,050	0,05	39,259	39,424	50,120	50,125
96			0,004	0,057	17,5	0,173	0,056	0,06	35,649	35,810	49,056	49,105
97			0,002	0,067	18	0,175	0,058	0,06	37,928	38,092	49,752	49,779
98			0,001	0,085	19	0,177	0,059	0,06	39,445	39,607	50,126	50,1334
99			0,007	0,060	18	0,178	0,063	0,07	35,831	35,992	49,113	49,184
100			0,004	0,068	18	0,180	0,066	0,07	38,115	38,277	49,783	49,822
101			0,001	0,089	19	0,181	0,069	0,07	39,624	39,783	50,134	50,148
102			0,007	0,065	18	0,185	0,073	0,08	36,018	36,177	49,199	49,296
103			0,005	0,072	18,5	0,185	0,075	0,08	38,298	38,456	49,828	49,8885
104			0,002	0,090	19	0,187	0,078	0,08	39,808	39,966	50,150	50,1695
105	0,008	0,068	18	0,188	0,082	0,09	36,207	36,362	49,317	49,442		
106	0,009	0,075	18,5	0,190	0,081	0,09	38,476	38,631	49,898	49,982		

Продовження додатку Б

№ п/п	Діаметр сопла d_c , мм	Відстань між зрізом сопла і камерою змішування l_{ck} , мм	Різниця тисків між манометром газового редуктора та мановакууметра Δp , МПа	Тиск суміші на виході із ежектора p_c , МПа	Температура повітря на виході із газового лічильника t , °С	Тиск води на вході в ежектор p_p , МПа	Тиск у прийомній камері ежектора p_{p1} , МПа	Тиск на виході із газового редуктора p_{gp} , МПа	Показ лічильника води на початку досліду, м ³	Показ лічильника води в кінці досліду, м ³	Показ лічильника газу на початку досліду, м ³	Показ лічильника газу в кінці досліду, м ³
107	6,6	10	0,007	0,092	19	0,190	0,083	0,09	39,983	40,138	50,172	50,197
108			0,010	0,072	18	0,192	0,090	0,10	36,388	36,542	46,466	49,609
109			0,010	0,080	18,5	0,195	0,090	0,10	38,653	38,806	49,995	50,099
110			0,008	0,097	19	0,197	0,092	0,10	40,158	40,310	50,201	50,239
Діаметр камери змішування $d_{k3}=12,5$ мм												
111	5,0	10	-	0,023	16	0,230	-0,033	-	6,641	6,777	дослід без інжектваного потоку	
112			-	0,045	16	0,235	-0,010	-	6,795	6,925		
113			-	0,155	16	0,275	0,118	-	6,941	7,047		
114		16	-	0,023	19	0,230	-0,036	-	9,207	9,342		
115			-	0,040	19	0,235	-0,018	-	9,365	9,496		
116			-	0,155	19	0,275	0,115	-	9,518	9,624		
117		10	0,001	0,04	19,5	0,243	0,019	0,02	53,617	53,746	57,364	57,447
118			0,001	0,053	20	0,238	0,019	0,02	54,604	54,732	58,476	58,555
119			-0,002	0,059	21	0,240	0,022	0,02	55,706	55,833	59,551	59,5855
120			0,001	0,042	19,5	0,246	0,029	0,03	53,760	53,887	57,456	57,546
121	-0,001		0,054	20	0,243	0,031	0,03	54,746	54,872	58,565	58,649	
122	0		0,069	21	0,245	0,030	0,03	55,850	55,978	59,589	59,666	
123	0,002		0,043	19,5	0,248	0,038	0,04	53,902	54,027	57,557	57,652	

Продовження додатку Б

№ п/п	Діаметр сопла d_c , мм	Відстань між зрізом сопла і камерою змішування $l_{ск}$, мм	Різниця тисків між манометром газового редуктора та мановакууметра Δp , МПа	Тиск суміші на виході із ежектора p_c , МПа	Температура повітря на виході із газового лічильника t , °С	Тиск води на вході в ежектор p_p , МПа	Тиск у прийомній камері ежектора p_{p1} , МПа	Тиск на виході із газового редуктора p_{gp} , МПа	Показ лічильника води на початку досліду, м ³	Показ лічильника води в кінці досліду, м ³	Показ лічильника газу на початку досліду, м ³	Показ лічильника газу в кінці досліду, м ³
124	5,0	10	0	0,055	20,5	0,244	0,040	0,04	54,887	55,011	58,659	58,745
125			0,001	0,072	21	0,247	0,039	0,04	55,995	56,120	59,678	59,759
126			0,002	0,046	19,5	0,250	0,048	0,05	54,043	54,166	57,666	57,795
127			0,002	0,055	20,5	0,248	0,048	0,05	55,026	55,149	58,757	58,846
128			0,003	0,070	21	0,252	0,047	0,05	56,133	56,255	59,768	59,849
129			0,008	0,048	19,5	0,252	0,052	0,06	54,182	54,304	57,813	57,973
130			0,005	0,057	20,5	0,250	0,055	0,06	55,162	55,283	58,858	58,970
131			0,005	0,068	21	0,255	0,055	0,06	56,269	56,390	59,858	59,939
132			0,009	0,053	19,5	0,253	0,061	0,07	54,318	54,438	57,993	58,186
133			0,005	0,062	20,5	0,252	0,065	0,07	55,295	55,414	58,983	59,126
134			0,001	0,070	21	0,258	0,069	0,07	56,406	56,525	59,951	60,036
135			0,013	0,057	19,5	0,255	0,067	0,08	54,452	54,571	58,210	58,427
136			0,009	0,064	20,5	0,255	0,071	0,08	55,428	55,546	59,145	59,314
137			0,004	0,074	21	0,260	0,076	0,08	56,538	56,655	60,046	60,161
138			0,011	0,070	21	0,258	0,079	0,09	55,560	55,676	59,336	59,533
139			0,009	0,079	21	0,261	0,081	0,09	56,668	56,783	60,174	60,313
140			0,025	0,065	16	0,260	0,075	0,10	7,168	7,283	26,522	26,802
141			0,015	0,082	16	0,265	0,085	0,10	7,310	7,424	26,855	27,030

Продовження додатку Б

№ п/п	Діаметр сопла d_c , мм	Відстань між зрізом сопла і камерою змішування $l_{ск}$, мм	Різниця тисків між манометром газового редуктора та мановакууметра Δp , МПа	Тиск суміші на виході із ежектора p_c , МПа	Температура повітря на виході із газового лічильника t , °С	Тиск води на вході в ежектор p_p , МПа	Тиск у прийомній камері ежектора p_{p1} , МПа	Тиск на виході із газового редуктора p_{gp} , МПа	Показ лічильника води на початку досліду, м ³	Показ лічильника води в кінці досліду, м ³	Показ лічильника газу на початку досліду, м ³	Показ лічильника газу в кінці досліду, м ³
142	5,0	10	0,005	0,110	16	0,270	0,095	0,10	7,449	7,559	27,051	27,121
143			0,035	0,075	16	0,265	0,085	0,12	7,580	7,683	27,172	27,515
144			0,024	0,090	17	0,270	0,096	0,12	7,725	7,835	27,602	27,862
145			0,012	0,105	18,5	0,273	0,108	0,12	7,853	7,960	27,897	28,064
146			0,048	0,082	19	0,265	0,092	0,14	7,999	8,100	28,182	28,509
147			0,037	0,095	20	0,270	0,103	0,14	8,133	8,241	28,572	28,845
148			0,027	0,110	21	0,275	0,113	0,14	8,258	8,365	28,882	29,084
149			0,037	0,115	20	0,277	0,128	0,165	8,447	8,551	29,303	29,600
150			0,025	0,135	21	0,283	0,140	0,165	8,585	8,686	29,678	29,888
151			0,010	0,156	21	0,286	0,155	0,165	8,713	8,810	29,914	30,019
152			0,037	0,160	21	0,290	0,163	0,20	8,851	8,947	30,135	30,420
153			0,020	0,180	22	0,296	0,180	0,20	8,965	9,056	30,462	30,604
154			0,010	0,193	22	0,300	0,190	0,20	9,074	9,162	30,620	30,663
155			16	0,030	0,063	18	0,260	0,070	0,10	9,668	9,783	30,788
156		0,023		0,070	18	0,265	0,077	0,10	9,803	9,917	31,135	31,400
157		0,007		0,100	18	0,270	0,093	0,10	9,936	10,047	31,428	31,521
158		0,040		0,075	18	0,265	0,080	0,12	10,065	10,177	31,564	31,922
159		0,027		0,088	19	0,270	0,093	0,12	10,195	10,305	31,971	32,254

Продовження додатку Б

№ п/п	Діаметр сопла d_c , мм	Відстань між зрізом сопла і камерою змішування $l_{ск}$, мм	Різниця тисків між манометром газового редуктора та мановакууметра Δp , МПа	Тиск суміші на виході із ежектора p_c , МПа	Температура повітря на виході із газового лічильника t , °С	Тиск води на вході в ежектор p_p , МПа	Тиск у прийомній камері ежектора p_{pl} , МПа	Тиск на виході із газового редуктора p_{gp} , МПа	Показ лічильника води на початку досліду, м ³	Показ лічильника води в кінці досліду, м ³	Показ лічильника газу на початку досліду, м ³	Показ лічильника газу в кінці досліду, м ³
160	5,0	16	0,020	0,095	20	0,273	0,100	0,12	10,326	10,435	32,304	32,532
161			0,050	0,080	15	0,270	0,090	0,14	10,504	10,617	32,721	33,140
162			0,044	0,090	16	0,273	0,096	0,14	10,639	10,750	33,221	33,583
163			0,034	0,103	17	0,275	0,106	0,14	10,773	10,880	33,651	33,923
164			0,050	0,110	18,5	0,277	0,115	0,165	10,917	11,023	34,033	34,343
165			0,037	0,125	20	0,283	0,128	0,165	11,040	11,143	34,395	34,648
166			0,020	0,145	21	0,286	0,145	0,165	11,163	11,261	34,676	34,768
167			0,047	0,148	21,5	0,290	0,153	0,20	11,294	11,392	34,856	35,125
168			0,030	0,167	22	0,296	0,170	0,20	11,416	11,508	35,175	35,326
169			0,013	0,193	22	0,300	0,187	0,20	11,530	11,619	35,344	35,396
170	5,4	10	-	0,026	19,5	0,205	-0,032	-	11,637	11,787	дослід без інжектowanego потоку	
171			-	0,045	19,5	0,210	-0,012	-	11,804	11,948		
172			-	0,135	19,5	0,250	0,093	-	11,962	12,083		
173			-0,002	0,045	15	0,225	0,022	0,02	49,299	49,440	54,245	54,329
174			0	0,057	16	0,222	0,020	0,02	50,533	50,677	55,540	55,613
175			-0,002	0,066	16,5	0,225	0,022	0,02	51,752	51,892	56,550	56,568
176			0	0,047	15	0,227	0,030	0,03	49,455	49,599	54,339	54,439
177			-0,002	0,060	16,5	0,227	0,032	0,03	50,693	50,833	55,622	55,706

Продовження додатку Б

№ п/п	Діаметр сопла d_c , мм	Відстань між зрізом сопла і камерою змішування $l_{ск}$, мм	Різниця тисків між манометром газового редуктора та мановакууметра Δp , МПа	Тиск суміші на виході із ежектора p_c , МПа	Температура повітря на виході із газового лічильника t , °С	Тиск води на вході в ежектор p_p , МПа	Тиск у прийомній камері ежектора p_{p1} , МПа	Тиск на виході із газового редуктора p_{gp} , МПа	Показ лічильника води на початку досліду, м ³	Показ лічильника води в кінці досліду, м ³	Показ лічильника газу на початку досліду, м ³	Показ лічильника газу в кінці досліду, м ³
178	5,4	10	0	0,07	17	0,229	0,030	0,03	51,934	52,072	56,576	56,604
179			0,002	0,048	15,5	0,229	0,038	0,04	49,615	49,754	54,451	54,558
180			0	0,062	16,5	0,229	0,040	0,04	50,848	50,985	55,715	55,807
181			0	0,076	17	0,232	0,040	0,04	52,092	52,227	56,609	56,659
182			0,003	0,050	15,5	0,232	0,047	0,05	49,770	49,906	54,572	54,696
183			0,002	0,063	16,5	0,232	0,048	0,05	51,006	51,142	55,821	55,920
184			0	0,083	17	0,235	0,050	0,05	52,243	52,377	56,666	56,737
185			0,005	0,054	15,5	0,234	0,055	0,06	49,926	50,060	54,715	54,860
186			0,004	0,065	16,5	0,235	0,056	0,06	51,159	51,293	55,933	56,042
187			0,001	0,085	17	0,239	0,059	0,06	52,394	52,527	56,746	56,823
188			0,009	0,056	16	0,236	0,061	0,07	50,076	50,209	54,878	55,044
189			0,006	0,067	16,5	0,238	0,064	0,07	51,308	51,441	56,056	56,182
190			0,003	0,087	17	0,242	0,067	0,07	52,548	52,678	56,836	56,919
191			0,012	0,060	16	0,238	0,068	0,08	50,225	50,356	55,065	55,263
192			0,008	0,070	16,5	0,242	0,072	0,08	51,456	51,586	56,198	56,346
193			0,006	0,088	17	0,244	0,074	0,08	52,968	53,097	57,129	57,222
194			0,016	0,065	16	0,241	0,074	0,09	50,374	50,504	55,293	55,512
195	0,010	0,073	16,5	0,246	0,080	0,09	51,603	51,731	56,367	56,538		

Продовження додатку Б

№ п/п	Діаметр сопла d_c , мм	Відстань між зрізом сопла і камерою змішування $l_{ск}$, мм	Різниця тисків між манометром газового редуктора та мановакууметра Δp , МПа	Тиск суміші на виході із ежектора p_c , МПа	Температура повітря на виході із газового лічильника t , °С	Тиск води на вході в ежектор p_p , МПа	Тиск у прийомній камері ежектора p_{p1} , МПа	Тиск на виході із газового редуктора p_{gp} , МПа	Показ лічильника води на початку досліду, м ³	Показ лічильника води в кінці досліду, м ³	Показ лічильника газу на початку досліду, м ³	Показ лічильника газу в кінці досліду, м ³
196	5,4	10	0,008	0,090	17	0,247	0,082	0,09	53,118	53,244	57,238	57,342
197			0,024	0,070	19,5	0,244	0,076	0,10	12,158	12,283	35,449	35,691
198			0,013	0,085	18,5	0,250	0,087	0,10	12,303	12,427	35,722	35,887
199			0,004	0,100	18,5	0,253	0,096	0,10	12,447	12,568	35,902	35,973
200			0,030	0,080	18,5	0,245	0,090	0,12	12,586	12,708	36,010	36,324
201			0,020	0,094	19	0,253	0,100	0,12	12,725	12,845	36,359	36,593
202			0,005	0,135	20	0,260	0,115	0,12	12,865	12,981	36,614	36,650
203			0,042	0,090	19	0,255	0,098	0,14	13,254	13,376	36,813	37,164
204			0,022	0,115	19	0,263	0,118	0,14	13,395	13,511	37,208	37,419
205			0,010	0,140	19,5	0,266	0,130	0,14	13,532	13,646	37,439	37,479
206			0,045	0,115	20	0,263	0,120	0,165	13,688	13,804	37,576	37,908
207			0,033	0,125	21	0,266	0,132	0,165	13,831	13,944	37,972	38,175
208			0,015	0,155	12,5	0,278	0,150	0,165	14,159	14,268	38,304	38,415
209			0,043	0,153	12,5	0,280	0,157	0,20	14,294	14,401	38,472	38,761
210			0,030	0,165	13,5	0,285	0,170	0,20	14,424	14,528	38,808	38,956
211	0,015	0,188	15	0,290	0,185	0,20	14,546	14,646	38,964	38,983		
212	6,2	10	-	0,046	16	0,166	-0,015	-	19,458	19,626	дослід без інжектваного потоку	
213			-	0,085	16	0,180	0,012	-	19,830	19,991		

Продовження додатку Б

№ п/п	Діаметр сопла d_c , мм	Відстань між зрізом сопла і камерою змішування $l_{ск}$, мм	Різниця тисків між манометром газового редуктора та мановакууметра Δp , МПа	Тиск суміші на виході із ежектора p_c , МПа	Температура повітря на виході із газового лічильника t , °С	Тиск води на вході в ежектор p_p , МПа	Тиск у прийомній камері ежектора p_{p1} , МПа	Тиск на виході із газового редуктора p_{gp} , МПа	Показ лічильника води на початку досліду, м ³	Показ лічильника води в кінці досліду, м ³	Показ лічильника газу на початку досліду, м ³	Показ лічильника газу в кінці досліду, м ³
214	6,2	10	-	0,146	16	0,220	0,090	-	20,009	20,152	дослід без інжектowanego потоку	
215			-	0,273	16	0,303	0,253	-	20,167	20,257		
216			-0,002	0,045	20,5	0,198	0,022	0,02	45,110	45,264	52,024	52,074
217			-0,002	0,058	21,5	0,199	0,022	0,02	46,445	46,597	53,100	53,125
218			-0,002	0,069	22	0,200	0,022	0,02	47,810	47,960	53,852	53,857
219			0	0,047	20,5	0,203	0,030	0,03	45,283	45,434	52,081	52,145
220			0,001	0,062	22	0,202	0,029	0,03	46,637	46,788	53,149	53,192
221			0,002	0,073	22	0,203	0,032	0,03	47,978	48,128	53,858	53,868
222			0	0,048	21	0,205	0,040	0,04	45,452	45,600	52,154	52,238
223			0	0,063	22	0,206	0,040	0,04	46,804	46,952	53,198	53,259
224			0,001	0,080	22	0,208	0,041	0,04	48,149	48,297	53,869	53,885
225			0,002	0,052	21	0,208	0,048	0,05	45,618	45,763	52,249	52,348
226			0	0,064	22	0,210	0,050	0,05	46,974	47,120	53,268	53,337
227			0	0,083	22,5	0,211	0,050	0,05	48,314	48,460	53,887	53,915
228			0,005	0,054	21	0,212	0,055	0,06	45,783	45,929	52,363	52,489
229			0,002	0,066	22	0,213	0,058	0,06	47,143	47,287	53,349	53,428
230			0	0,087	22,5	0,215	0,060	0,06	48,479	48,624	53,919	53,968
231			0,008	0,060	21	0,215	0,062	0,07	45,945	46,089	52,505	52,654

Продовження додатку Б

№ п/п	Діаметр сопла d_c , мм	Відстань між зрізом сопла і камерою змішування $l_{ск}$, мм	Різниця тисків між манометром газового редуктора та мановакууметра Δp , МПа	Тиск суміші на виході із ежектора p_c , МПа	Температура повітря на виході із газового лічильника t , °С	Тиск води на вході в ежектор p_p , МПа	Тиск у прийомній камері ежектора p_{p1} , МПа	Тиск на виході із газового редуктора p_{gp} , МПа	Показ лічильника води на початку досліду, м ³	Показ лічильника води в кінці досліду, м ³	Показ лічильника газу на початку досліду, м ³	Показ лічильника газу в кінці досліду, м ³
232	6,2	10	0,005	0,070	22	0,217	0,065	0,07	47,310	47,452	53,443	53,544
233			0,004	0,088	22,5	0,218	0,066	0,07	48,646	48,789	53,976	54,036
234			0,009	0,065	21,5	0,218	0,071	0,08	46,104	46,245	52,671	52,852
235			0,005	0,073	22	0,220	0,075	0,08	47,468	47,609	53,556	53,675
236			0,003	0,090	22,5	0,223	0,077	0,08	48,803	48,943	54,043	54,111
237			0,012	0,068	21,5	0,220	0,078	0,09	46,259	46,398	52,871	53,069
238			0,008	0,080	22	0,223	0,082	0,09	47,624	47,762	53,689	53,832
239			0,004	0,093	22,5	0,227	0,086	0,09	48,958	49,094	54,119	54,202
240			0,020	0,073	14	0,210	0,080	0,10	15,437	15,570	39,017	39,181
241			0,010	0,086	13,5	0,217	0,090	0,10	15,603	15,745	39,208	39,368
242			0,002	0,110	14	0,223	0,098	0,10	15,768	15,908	39,379	39,408
243			0,026	0,087	14	0,220	0,096	0,12	15,978	16,120	39,529	39,752
244			0,023	0,090	16	0,222	0,097	0,12	16,914	17,054	39,958	40,163
245			0,008	0,115	16	0,232	0,112	0,12	17,076	17,215	40,185	40,293
246			0,037	0,095	16,5	0,225	0,103	0,14	17,556	17,699	40,580	40,823
247			0,020	0,115	17	0,233	0,120	0,14	17,725	17,858	40,845	40,939
248			0,010	0,135	17,5	0,236	0,130	0,14	17,879	18,013	40,947	40,969
249			0,048	0,11	18	0,233	0,117	0,165	18,048	18,181	41,024	41,308

Продовження додатку Б

№ п/п	Діаметр сопла d_c , мм	Відстань між зрізом сопла і камерою змішування $l_{ск}$, мм	Різниця тисків між манометром газового редуктора та мановакууметра Δp , МПа	Тиск суміші на виході із ежектора p_c , МПа	Температура повітря на виході із газового лічильника t , °С	Тиск води на вході в ежектор p_p , МПа	Тиск у прийомній камері ежектора p_{p1} , МПа	Тиск на виході із газового редуктора p_{gp} , МПа	Показ лічильника води на початку досліду, м ³	Показ лічильника води в кінці досліду, м ³	Показ лічильника газу на початку досліду, м ³	Показ лічильника газу в кінці досліду, м ³	
250	6,2	10	0,032	0,125	20,5	0,236	0,133	0,165	18,208	18,338	41,364	41,580	
251			0,013	0,154	21,5	0,248	0,152	0,165	18,361	18,486	41,600	41,642	
252			0,035	0,160	22	0,255	0,165	0,20	18,521	18,641	41,696	41,884	
253			0,037	0,158	15	0,260	0,163	0,20	18,866	18,989	42,131	42,253	
254			0,012	0,193	15	0,270	0,188	0,20	19,016	19,131	42,262	42,285	
255	6,6	10	-	0,040	12,5	0,140	-0,015	-	0,792	0,976	дослід без інжектowanego потоку		
256			-	0,060	12,5	0,155	0,015	-	0,998	1,175			
257			-	0,200	12,5	0,245	0,173	-	1,187	1,315			
258		16	-	0,035	12,5	0,135	-0,010	-	3,686	3,870			
259			-	0,060	12,5	0,152	0,019	-	3,942	4,118			
260			-	0,190	12,5	0,240	0,165	-	4,167	4,299			
261		10	10	0	0,050	19	0,153	0,020	0,02	40,459	40,631	50,248	50,266
262				-0,002	0,054	20	0,155	0,022	0,02	42,158	42,330	51,202	51,211
263				0	0,053	19,5	0,160	0,030	0,03	40,651	40,821	50,268	50,295
264				0	0,060	20	0,161	0,030	0,03	42,361	42,530	51,214	51,227
265	0,002			0,057	19,5	0,165	0,038	0,04	40,841	41,000	50,299	50,344	
266	0,001			0,065	20	0,165	0,039	0,04	42,552	42,720	51,229	51,248	
267	0,001			0,060	19,5	0,172	0,049	0,05	41,038	41,207	50,353	50,432	

Продовження додатку Б

№ п/п	Діаметр сопла d_c , мм	Відстань між зрізом сопла і камерою змішування l_{ck} , мм	Різниця тисків між манометром газового редуктора та мановакууметра Δp , МПа	Тиск суміші на виході із ежектора p_c , МПа	Температура повітря на виході із газового лічильника t , °С	Тиск води на вході в ежектор p_p , МПа	Тиск у прийомній камері ежектора p_{p1} , МПа	Тиск на виході із газового редуктора p_{gp} , МПа	Показ лічильника води на початку досліду, м ³	Показ лічильника води в кінці досліду, м ³	Показ лічильника газу на початку досліду, м ³	Показ лічильника газу в кінці досліду, м ³
268	6,6	10	0,001	0,070	20,5	0,172	0,049	0,05	42,739	42,906	51,251	51,288
269			0	0,083	20,5	0,172	0,050	0,05	43,979	44,143	51,832	51,838
270			0,001	0,063	19,5	0,176	0,059	0,06	41,226	41,390	50,442	50,540
271			0,004	0,073	20,5	0,177	0,056	0,06	42,922	43,087	51,293	51,354
272			0	0,090	20,5	0,179	0,060	0,06	44,162	44,323	51,838	51,8486
273			0,002	0,065	19,5	0,180	0,068	0,07	41,409	41,572	50,552	50,663
274			0,003	0,078	20,5	0,182	0,067	0,07	43,105	43,267	51,362	51,442
275			0	0,093	20,5	0,183	0,070	0,07	44,341	44,502	51,849	51,865
276			0,008	0,068	19,5	0,184	0,072	0,08	41,593	41,753	50,678	50,807
277			0,004	0,080	20,5	0,186	0,076	0,08	43,288	43,447	51,453	51,546
278			0,002	0,100	20,5	0,189	0,078	0,08	44,526	44,683	51,967	51,890
279			0,010	0,072	19,5	0,190	0,080	0,09	41,779	41,937	50,830	50,979
280			0,005	0,083	20,5	0,192	0,085	0,09	43,468	43,625	51,559	51,673
281			0,003	0,103	20,5	0,193	0,087	0,09	44,704	44,869	51,894	51,939
282			0,012	0,077	19,5	0,194	0,088	0,10	41,978	42,134	51,019	51,192
283			0,009	0,086	20,5	0,197	0,091	0,10	43,644	43,798	51,688	51,820
284			0,005	0,108	20,5	0,199	0,095	0,10	44,887	45,038	51,944	52,004
285	0,010	0,090	13,5	0,205	0,100	0,12	1,908	2,060	20,884	21,127		

Продовження додатку Б

№ п/п	Діаметр сопла d_c , мм	Відстань між зрізом сопла і камерою змішування $l_{ск}$, мм	Різниця тисків між манометром газового редуктора та мановакууметра Δp , МПа	Тиск суміші на виході із ежектора p_c , МПа	Температура повітря на виході із газового лічильника t , °С	Тиск води на вході в ежектор p_p , МПа	Тиск у прийомній камері ежектора p_{p1} , МПа	Тиск на виході із газового редуктора $p_{гp}$, МПа	Показ лічильника води на початку досліду, м ³	Показ лічильника води в кінці досліду, м ³	Показ лічильника газу на початку досліду, м ³	Показ лічильника газу в кінці досліду, м ³
286	6,6	10	0,010	0,120	13	0,210	0,110	0,12	2,125	2,275	21,270	21,341
287			0,035	0,105	14	0,215	0,115	0,15	2,379	2,527	21,536	21,845
288			0,022	0,125	15,5	0,220	0,128	0,15	2,555	2,699	21,893	22,116
289			0,005	0,150	16,5	0,230	0,145	0,15	2,730	2,868	22,139	22,219
290			0,040	0,115	15	0,220	0,125	0,165	2,986	3,130	22,501	22,858
291			0,025	0,130	17	0,225	0,140	0,165	3,169	3,309	22,943	23,199
292		16	0,020	0,075	11	0,190	0,080	0,10	4,541	4,700	23,515	23,707
293			0,010	0,105	11,5	0,200	0,090	0,10	4,752	4,998	23,744	23,834
294			0,023	0,090	13	0,203	0,097	0,12	5,205	5,359	24,293	24,558
295			0,008	0,127	14	0,210	0,112	0,12	5,405	5,553	24,610	24,712
296			0,030	0,115	14	0,215	0,120	0,15	5,615	5,762	24,808	25,063
297			0,020	0,125	15	0,220	0,130	0,15	5,792	5,925	25,107	25,306
298			0	0,170	15	0,230	0,150	0,15	5,964	6,101	25,329	25,360
299			0,050	0,120	15	0,215	0,115	0,165	6,203	6,348	25,629	25,991
300			0,025	0,138	16	0,225	0,140	0,165	6,453	6,590	26,230	26,441

Продовження додатку Б

Результати експериментального дослідження водогазових ежекторів на лабораторній установці з використанням CO₂

№ п/п	Діаметр сопла d_c , мм	Відстань між зрізом сопла і камерою змішування $l_{ск}$, мм	Різниця тисків між манометром газового редуктора та мановакууметра Δp , МПа	Тиск суміші на виході із ежектора p_c , МПа	Температура CO ₂ на виході із газового лічильника t , °C	Тиск води на вході в ежектор p_p , МПа	Тиск у прийомній камері ежектора p_{p1} , МПа	Тиск на виході із газового редуктора p_{gp} , МПа	Показ лічильника води на початку досліду, м ³	Показ лічильника води в кінці досліду, м ³	Показ лічильника газу на початку досліду, м ³	Показ лічильника газу в кінці досліду, м ³		
1	5,0	10		0,023	14,5	0,227	-0,065	0	82,391	82,530	70,649	70,688		
2				0,024	14,5	0,230	-0,050	0	82,558	82,695	70,700	70,774		
3				0,024	15	0,230	-0,030	0	82,717	82,853	70,785	70,865		
4				0,024	15	0,237	0	0	82,878	83,008	70,880	70,972		
5				0,025	15	0,243	0,011	0,01	83,038	83,167	70,993	71,097		
6				0,059	15	0,233	-0,023	0	83,185	83,318	71,103	71,118		
7				0,057	15	0,240	0	0	83,339	83,469	71,126	71,196		
8				0,058	15	0,241	0,010	0,01	83,504	83,632	71,216	71,295		
9				0,058	15	0,248	0,030	0,03	83,655	83,779	71,308	71,396		
10				0,195	15	0,287	0,145	0,145	83,795	83,896	71,401	71,421		
11				0,195	15	0,288	0,148	0,153	83,980	84,070	71,444	71,482		
12				0,195	15	0,288	0,157	0,16	84,089	84,188	71,489	71,539		
13	12,5								69,952	70,082	65,687	65,795		
14										70,112	70,244	65,818	65,927	
15											70,267	70,395	68,948	66,057
16											70,726	70,552	66,085	66,204
17											70,596	70,722	66,224	66,296

Додаток В

Розрахунок робочих параметрів нафтової свердловини 753-Д НГВУ «Долинанафтогаз» та визначення добового об'єму газу її затрубному простіру

Визначення розподілу робочих параметрів вздовж стовбура нафтової свердловини 753-Д НГВУ «Долинанафтогаз»

Обґрунтування місця розташування ежектора у нафтовій свердловині та визначення його основних розмірів виконані на прикладі нафтової свердловини 753-Д НГВУ «Долинанафтогаз». Параметри цієї свердловини такі:

- глибина свердловини $H = 2355$ м;
- внутрішній діаметр експлуатаційної колони $D_{ек} = 122$ мм;
- пластовий тиск $p_{пл} = 21,5$ МПа;
- вибійний тиск $p_в = 8,2$ МПа;
- тиск насичення нафти за пластової температури $p_{нас} = 26$ МПа;
- устьовий тиск $p_у = 0,5$ МПа;
- затрубний тиск $p_з = 1,83$ МПа;
- пластова температура $T_{пл} = 341$ К;
- температура на усті $T_у = 291,5$ К;
- газонасиченість пластової нафти $G_0 = 220$ м³/т;
- експлуатаційний газовий фактор $G_0 = 276$ м³/т;
- внутрішній діаметр колони НКТ $d = 62$ мм;
- масова обводненість продукції (масова витратна частка води у суміші) за стандартних умов $n_в = 0,5$;
- середній геотермічний градієнт $G_m = 0,023$ К/м;
- густина дегазованої нафти за стандартних умов $\rho_{нд} = 847,4$ кг/м³;
- густина газу однократного розгазування нафти за нормальних умов $\rho_{зо} = 0,8395$ кг/м³;

- відносна до повітря густина нафтового газу $\rho_{\text{гво}} = 0,7$;
- молярні частки азоту і метану у нафтовому газі $y_a = 0,004529$,
 $y_{c1} = 0,843077$;
- концентрація солей, розчинених у воді, $C_1 = 11,211$ г/л;
- дебіт свердловини по рідині за стандартних умов $Q = 15$ м³/добу;
- глибина підвіски насоса $L_n = 1650$ м;
- діаметр плунжера насоса $d_n = 0,044$ м (насос НВ-1Б-44);
- загальний коефіцієнт сепарації газу на прийомі насоса $\sigma_3 = 0,965$;
- верстат-качалка UP-12t(Румунія), його геометричні розміри $k_1 = 3000$ мм, $k = 2800$ мм, $l = 2800$ мм, $l_1 = 1934$ мм, $l_2 = 3300$ мм, $r = 1934$ мм при довжині ходу точки підвісу штанг 3000 мм (рис. 2.2).

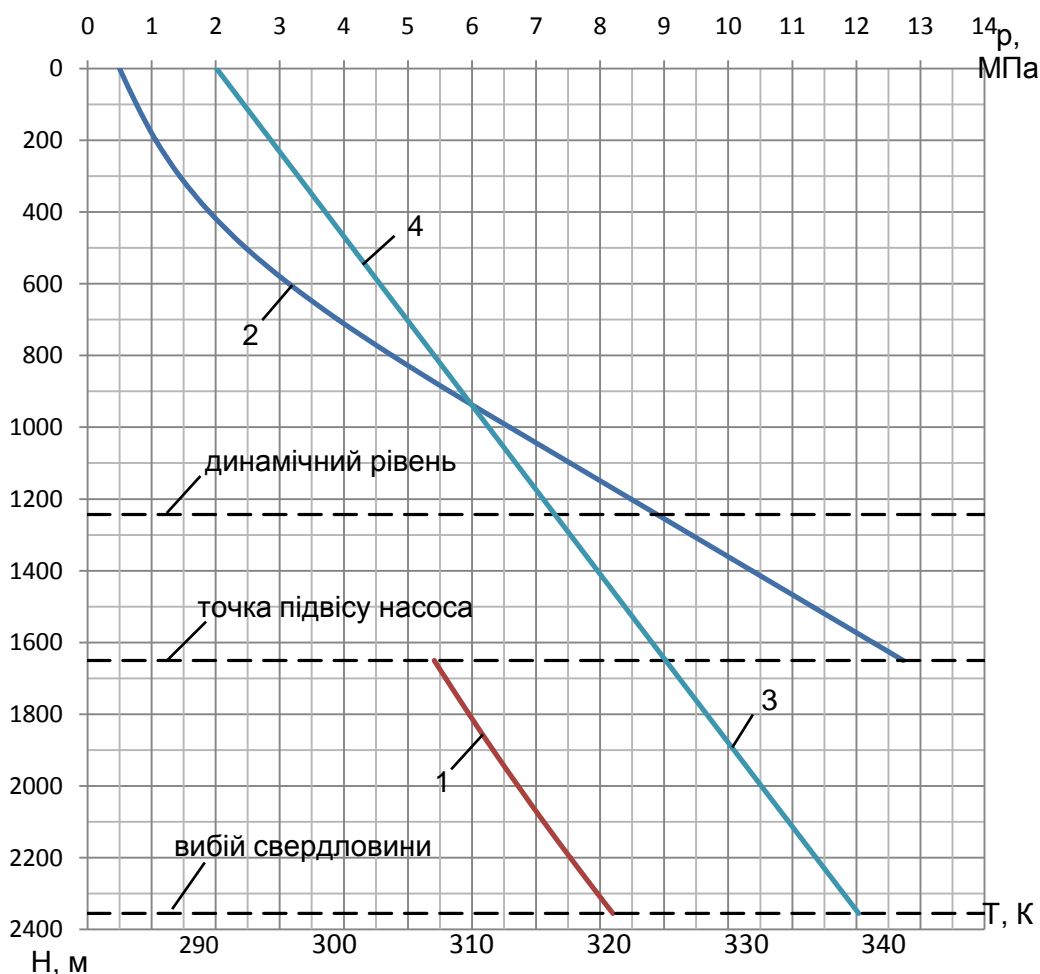
Розподіл тиску і температури у свердловині представлено на рис. В.1. При визначенні зміни тиску і температури вздовж стовбура свердловини використана методика, що була викладена у 2.4. Для руху свердловинної суміші між вибоєм і точкою підвісу свердловинного насоса застосовано метод Поеттмана-Карпентера, а для руху суміші між насосом і устямсвердловини – метод Баксендела. При цьому нелінійні рівняння, які описують зміну тиску вздовж осі свердловини, розв'язувалися числовим методом Адамса-Крилова, який реалізовано при русі свердловинної суміші між вибоєм і точкою підвісу насоса за допомогою комп'ютерної програми PHWN, а при русі суміші від свердловинного насоса до устясвердловини – за допомогою комп'ютерної програми PHGN.

Перед застосуванням програми PHGN було знайдено відкоректований тиск насичення нафти газом та трубний газовий фактор за методикою, яка подається в [111]. Ці величини мають такі значення: $p'_{\text{нас}} = 6,309$ МПа, $\Gamma_{11} = 57,207$ м³/т.

За результатами роботи комп'ютерних програм встановлено, що тиск на вході в насос $p_{\text{вх}} = 5,41$ МПа, а на виході з нього $p_{\text{вн}} = 12,73$ МПа. Таким чином,

тиск, який створюється насосом, $p_n = p_{вн} - p_{вх} = 7,32$ МПа. Температура на вході в насос $T_{вх} = 325,9$ К, а на усті свердловини – $T_c = 291,5$ К.

Крім того, на рис. В.1 показано динамічний рівень свердловини. Для його знаходження використана розрахункова еталонна крива розподілу тиску в затрубному просторі свердловини [63]. Глибина динамічного рівня при затрубному тиску $p_{зат} = 1,83$ МПа складає $h_d = 1243,3$ м.



1, 2 – тиск у свердловині, 3, 4 – температура у свердловині

Рисунок В.1 – Розподіл тиску і температури у свердловині 753-Д

Швидкість руху газоводонафтової суміші в колоні НКТ, як це показано в 2.3 (рис. 2.7), є змінною величиною. Чим ближче до устя свердловини, тим більшими є максимуми швидкостей. У даному дослідженні за допомогою комп'ютерної

програми PTS знаходилася середньоінтегральна швидкість руху суміші за один період ходу плунжера насоса для різних перерізів вздовж стовбура свердловини, починаючи від свердловинного насоса і закінчуючи устям свердловини. На рис. В.2 зображена залежність вказаної середньоінтегральної швидкості руху продукції свердловини в колоні НКТ від глибини перерізу в свердловині.

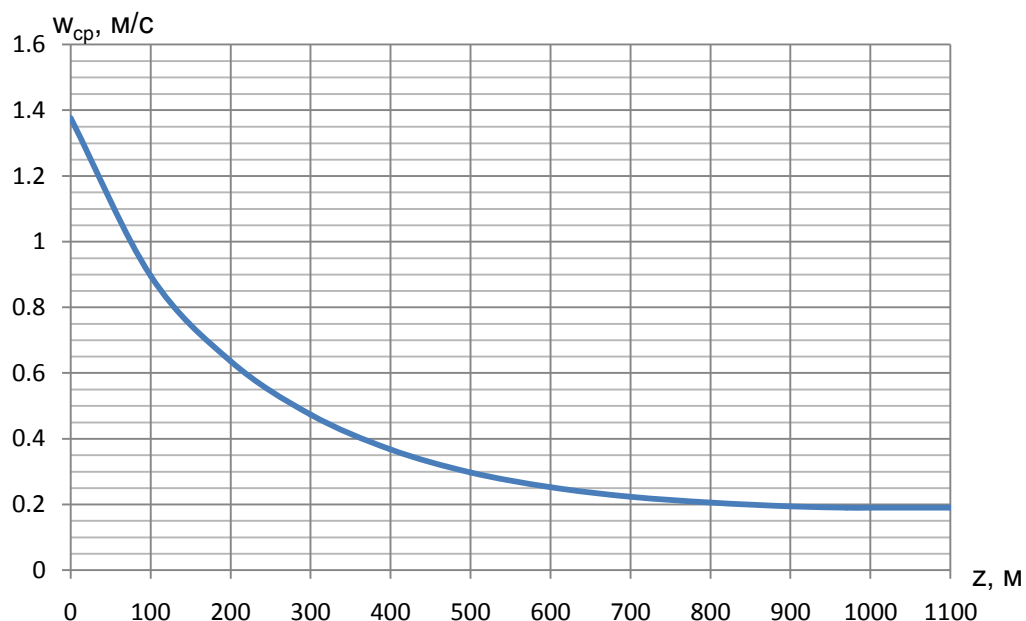


Рисунок В.2 – Залежність середньоінтегральної швидкості руху свердловинної суміші від глибини розміщення перерізу колони НКТ

За результатами роботи тієї ж комп'ютерної програми PTS було визначено густину газоводонафтового потоку, густину його вільного газу та витратний газоміст вздовж колони НКТ від насоса до устя свердловини. Ці параметри позначено відповідно ρ_p , ρ_{zp} і β_p . Тут індекс «p» вказує на те, що газоводонафтовий потік свердловини є робочим потоком для ежектора.

Визначення добового об'єму газу, який потрапляє у затрубний простір свердловини та необхідного тиску в приймальній камері ежектора

Доцільність використання ежекторів у нафтових свердловинах, які встановлюються вище їх динамічного рівня, обумовлюється такими двома умовами:

– весь газ, який надходить у затрубний простір свердловини протягом доби, повинен проходити через ежектор. Це забезпечуватиме стабільність динамічного рівня свердловини;

– місце встановлення ежектора у свердловині та його геометричні параметри повинні бути такими, щоб забезпечити якнайбільше зменшення навантаження на колону штанг.

Об'єм газу, що потрапляє у затрубний простір свердловини, зведений до стандартних умов, можна визначити за формулою

$$V_{зз}^{(cm)} = \sigma_c (G_0 - V_{зр}) \cdot 0,001 \rho_{но} Q (1 - \beta_{всм}), \quad (B.1)$$

де $V_{зр}$ – питомий об'єм розчиненого (того, що залишився у нафті) газу при вході в насос, зведений до стандартних умов, м³/т.

Величина $V_{зр}$ у свою чергу знаходиться так [111]:

$$V_{зр} = \Gamma_0 m(T_{ex}) - V_{зв}, \quad (B.2)$$

де $V_{зв}$ – питомий об'єм газу, що виділився у свердловині між вибоєм і точкою підвісу насоса, м³/т; $m(T_{ex})$ – допоміжний коефіцієнт температурної кореляції газонасиченості.

Величина $V_{зв} = 126,1 \text{ м}^3/\text{т}$ знайдена за результатами роботи програми PHWN, за допомогою якої визначався розподіл тиску та температури між вибоєм свердловини та точкою підвісу насоса.

Обчислюємо величини $m(T_{ex})$ і $V_{зр}$

$$m(T_{ex}) = 1 + 0,029(T_{ex} - 293)(0,001\rho_{нд}\rho_{гзо} - 0,7966) = \\ = 1 + 0,029(325,9 - 293)(0,001 \cdot 847,4 \cdot 0,7 - 0,7966) = 0,8059;$$

$$V_{zp} = 220 \cdot 0,8059 - 126,1 = 51,2 \text{ м}^3/\text{т}.$$

Об'ємна витратна доля води у рідинній суміші за стандартних умов $\beta_{всм}$ знайдена за формулою (2.70) для свердловини 753-Д має значення $\beta_{всм} = 0,4568$.

Таким чином:

$$V_{z3}^{(cm)} = 0,965(276 - 51,2) \cdot 0,001 \cdot 847,4 \cdot 15 \cdot (1 - 0,4568) = 1497,83 \text{ м}^3/\text{добу}.$$

Далі знаходимо об'єм газу, що потрапляє у затрубний простір за його термобаричних умов, користуючись формулою

$$V_{z3} = \sigma_c (G_0 - V_{zp}) \cdot 0,001 \rho_{нд} Q (1 - \beta_{всм}) \frac{p_0 z (p_{зам}, T_{зам}) T_{зам}}{p_{зам} T_{cm}}, \quad (B.3)$$

де p_0 , T_{cm} – стандартні термобаричні умови ($p_0 = 0,1013$ МПа, $T_{cm} = 293$ К); $z(p_{зам}, T_{зам})$ – коефіцієнт стисливості нафтового газу за умов затрубного простору.

Затрубний тиск становить $p_{зам} = 1,83$ МПа, а затрубна температура визначається за формулою

$$T_{зам} = T_0 + \Gamma_m (z - z_0), \quad (B.4)$$

де T_0 , z_0 – температура і глибина нейтрального шару ($T_0 \approx t_0 + 273 = 7,5 + 273 = 280,5^\circ\text{C}$, $z_0 \approx 20$ м).

Враховуючи числові значення величин T_0 , z_0 і Γ_m , отримаємо

$$T_{зам} = 280 + 0,023 z. \quad (B.5)$$

Вибираємо інтервал можливого розміщення ежекторів у свердловині (610...890) м. На глибині 610 м $T_{зам} = 294$ К, а на глибині 890 м $T_{зам} = 300,5$ К.

Оскільки різниця між найбільшою і найменшою температурами не є значною, то можна скористатися середньою температурою $T_{зам(c)} = 297$ К.

Коефіцієнт стисливості нафтового газу за термобаричних умов затрубного простору знаходимо, користуючись формулою

$$z(p_{зам}, T_{зам}) = 1 - 0,01(0,76T_{np}^3 - 9,36T_{np} + 13)(8 - p_{np})p_{np}, \quad (B.6)$$

де T_{np} , p_{np} – зведені температура та тиск нафтового газу.

Зведений тиск та зведена температура знаходяться за формулами [110]

$$p_{np} = \frac{p}{p_{нкр}}, \quad T_{np} = \frac{T}{T_{нкр}}, \quad (B.7)$$

де $p_{нкр}$, $T_{нкр}$ – псевдокритичні параметри нафтового газу [111]. Для газу свердловини 753-Д їх значення такі: $p_{нкр} = 4,691$ МПа, $T_{нкр} = 215,42$ К.

Виконуючи розрахунок за формулою (B.6) при $p = p_{зам}$ і $T = T_{зам(c)}$, отримуємо $z(p_{зам}, T_{зам}) = 0,93804$.

Після цього за формулою (B.3) будемо мати $V_{зз} = 78,837$ м³/добу. Це означає, що об'ємна витрата затрубного газу через ежектор за термобаричних умов затрубного простору повинна складати

$$Q_{зз} = \frac{V_{зз}}{24 \cdot 3600} = \frac{78,837}{24 \cdot 3600} = 0,9125 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Далі потрібно знайти такий тиск у приймальній камері ежектора, який забезпечить відбір нафтового газу із затрубного простору, об'ємна витрата якого за термобаричних умов затрубного простору буде $Q_{зз} = 0,9125 \cdot 10^{-3}$ м³/с. Секундна масова витрата газу через отвір зворотного клапана, що з'єднує затрубний простір свердловини з приймальною камерою ежектора з врахуванням тертя, буде [15]

$$M = \varphi_c f_{ін} \rho_{ін} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_{зам}}{\rho_{зам}} \left[1 - \left(\frac{p_{ін}}{p_{зам}} \right)^{(k-1)/k} \right]}. \quad (B.8)$$

Враховуючи, що $\rho_{ін} = \rho_{зам} \left(\frac{p_{ін}}{p_{зам}} \right)^{1/k}$, $p_{ін} = p_{p1}$ отримаємо

$$M = \varphi_c f_{in} \rho_{зам} \left(\frac{p_{p1}}{p_{зам}} \right)^{1/k} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_{зам}}{\rho_{зам}} \left[1 - \left(\frac{p_{p1}}{p_{зам}} \right)^{(k-1)/k} \right]}, \quad (B.9)$$

де φ_c – коефіцієнт тертя в отворі ($\varphi_c = 0,955$); f_{in} – площа поперечного перерізу отвору зворотного клапана (приймаємо $d_{in} = 4$ мм і $f_{in} = 0,1257 \cdot 10^{-4}$ м²); $\rho_{зам}$ – густина газу в затрубному просторі; k – коефіцієнт адіабати ($k = 1,33$).

Густина газу в затрубному просторі

$$\rho_{зам} = \frac{T_0 \rho_{z0} p_{зам}}{z(p_{зам}, T_{зам}) p_0 T_{зам(c)}} = \frac{273 \cdot 0,8395 \cdot 1,83 \cdot 10^6}{0,93804 \cdot 0,1013 \cdot 10^6 \cdot 297} = 14,861 \text{ кг/м}^3.$$

З другої сторони масова секундна витрата газу через отвір зворотного клапана

$$M = \rho_{зам} Q_{зз}. \quad (B.10)$$

Прирівнюємо рівняння (B.9) і (B.10) і отримуємо рівняння для визначення тиску в приймальній камері ежектора у вигляді

$$Q_{зз}^2 = \varphi_c^2 f_{in}^2 \left(\frac{p_{p1}}{p_{зам}} \right)^{2/k} \frac{2k}{k-1} \frac{p_{зам}}{\rho_{зам}} \left[1 - \left(\frac{p_{p1}}{p_{зам}} \right)^{(k-1)/k} \right]. \quad (B.11)$$

Рівняння (B.11) розв'язувалося числовим методом на ЕОМ за допомогою програми РРК. Результат розв'язку $p_{p1} = 1,7858 \cdot 10^6$ Па. При цьому об'єм інжектваного газу, що надходить у приймальну камеру ежектора буде

$$Q_{in} = Q_{зз} \left(\frac{p_{зам}}{p_{p1}} \right)^{1/k} = 0,9125 \cdot 10^{-3} \left(\frac{1,83 \cdot 10^6}{1,7858 \cdot 10^6} \right)^{1/1,33} = 0,92938 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$