

Техніка і технології

УДК 622.243:(658.5+622.323)

УМОВИ ЕФЕКТИВНОГО ЗАСТОСУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ДИСКРЕТНО-РОЗПОДІЛЕНИХ УДАРНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ДЛЯ ЛІКВІДАЦІЇ ЗАКЛИНЮВАНЬ КНБК У ПРОЦЕСІ БУРІННЯ СВЕРДЛОВИН

В.М. Чарковський

*ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. 096 4459677,
e-mail: ztk@nupg.edu.ua*

Обґрунтовано застосування основних теоретичних законів розподілу ймовірності виникнення геологічних ускладнень різного ступеня важкості на родовищах ДП «Укрбургаз». Запропоновано застосовувати емпіричний закон розподілу результативності нової техніки як критерій її ефективності. У якості математичної моделі відповідного потоку виникнення ускладнень прийнято потік Пуассона, характеристики заявок на ліквідацію ускладнень та аварій, спричинених втратою рухомості бурильної колони. Визначено оптимальну кількість технічних засобів, призначених для реалізації дискретно-розподілених ударних навантажень у стаціонарному стані системи. Розглянуто у часі перехідний період, пов'язаний із відновленням стаціонарності стану.

Ключові слова: емпіричний закон розподілу; ефективність; потік Пуассона; система масового обслуговування.

Обосновано применение основных теоретических законов распределения вероятности возникновения геологических осложнений различной степени тяжести на площадях ДП «Укрбургаз». Предлагается применять эмпирический закон распределения результативности новой техники в качестве критерия ее эффективности. В качестве математической модели соответствующего потока возникновения осложнений принят поток Пуассона, характеристики которого позволили с достаточной точностью определить основные параметры системы, связанной с выполнением заявок на ликвидацию осложнений и аварий, причиной которых является потеря подвижности бурильной колонны. Определено оптимальное количество технических средств, предназначенных для реализации дискретно-распределенных ударных нагрузок в стационарном состоянии системы. Исследован во времени переходной период, связанный с восстановлением стационарности состояния.

Ключевые слова: эмпирический закон распределения; эффективность; поток Пуассона; система массового обслуживания.

The application of basic theoretical distribution laws on the probability of occurrence of different geological complications at SE "Ukrburhaz" has been justified. An empirical distribution law of new technology effectiveness as a criterion of its effectiveness has been proposed to apply. Acting as a mathematical model, a Poisson flow is taken for the corresponding flow of complications occurrence; its characteristics have allowed to determine adequately the main parameters of the system related to the performance of applications on the elimination of failures and accidents caused by loss of motion of the drill string. The optimal amount of facilities designed to implement discrete-distributed impact loads in a system's stationary condition has been defined. A transition period has been researched in the cause of time, which is associated with the recovery of the stationary condition.

Key words: empirical distribution law; effectiveness; Poisson flow; queueing theory.

Постановка проблеми дослідження. Оцінюючи економічну доцільність інвестицій у нафтогазовий сектор, необхідно враховувати не тільки фінансові ризики, а й численні фактори, що виникають в умовах невизначеності геологічної інформації. Зокрема це стосується бурін-

ня свердловин в ускладнених геологічних умовах, що призводить до затягування процесу їх спорудження і, як наслідок, збільшення витрат.

Для економічно обґрунтованого і ефективного застосування технічних засобів і технологій попередження та ліквідації геологічних

ускладнень необхідно отримувати точну оцінку ймовірності виникнення подібних ситуацій в бурінні. Різного роду ризики можна сформулювати як максимально можливі збитки за кредитним портфелем для заданої довірчої ймовірності. Збільшення ризиків – це збільшення додаткових витрат, пов'язаних з аварійними ситуаціями, а отже, необхідно оцінити ймовірність виникнення геологічного ускладнення, що призведе до стрибкоподібних витрат протягом заданого інтервалу часу. Впровадивши у виробничий процес нову техніку чи технологію для попередження аварійності, буровики тим самим зменшують виникнення цих стрибкоподібних витрат у майбутньому за умови результативного застосування нової техніки. Отже, різниця між передбачуваними витратами на ліквідацію геологічних ускладнень та аварій і витратами на впровадження нової техніки складе деяку додатню або від'ємну величину, яка відповідно визначатиме економічну ефективність чи перевитрати коштів при впровадженні.

Огляд досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання проблеми. Усі фактори техніко-технологічного характеру, які мають вплив на виникнення геологічних ускладнень чи аварій можна розглядати як потік подій низької інтенсивності. Інтенсивність потоку буде залежати від ряду показників механіки гірських порід (твердість, пластичність, пористість, проникність, коефіцієнт анізотропії і т.п.), технологічних показників (липкість глинистої кірки, геометрія відкритого стовбура свердловини, режими буріння), кваліфікації персоналу бурового підприємства (наявність спеціалізованих виконавців з ліквідації аварій, наявність системи підвищення кваліфікації персоналу, схильність персоналу до роботи з інноваціями), наявності подібних ускладнень та аварій в минулому, а також успішності їх ліквідації, наявності системи заходів та управлінських рішень для попередження аварійності в подальшому. Кожен із наведених факторів тією чи іншою мірою буде характеризуватися деякою випадковою складовою у реальних умовах виконання бурових робіт. Розрахунок випадкової складової при реалізації певного виду техніки чи технології можна виконати методами імітаційного моделювання на базі розігрування значень конкретних факторів. Але тут потрібно зазначити, що імітаційне моделювання можливе, якщо закони розподілу ймовірності впливу вказаних вище факторів є відомими.

Серед ускладнень геологічного характеру одними з найбільш витратних щодо їх ліквідації є ті, які призводять до втрати рухомості бурильного інструменту у свердловині. Відома робота А.К.Самотоя [1] базувалася на поєднанні експертних та статистичних методів оцінювання впливу факторів на виникнення даного виду ускладнень.

Нехай, узагальненою характеристикою бурового підприємства як системи S є сума витрат коштів на спорудження свердловин

W_1, W_2, \dots, W_n , а отже, величину S можна розрахувати через функцію витрат

$$S = f(W_1, W_2, \dots, W_n). \quad (1)$$

У дійсності внаслідок дії різноманітних факторів показники витрат на буріння свердловин W_1, W_2, \dots, W_n будуть дещо відрізнятися від (1).

Прийнято вважати [2], що параметри, які впливають на аргументи функції (1), є незалежними випадковими величинами, і потрібно визначити функції їх розподілу для встановлення закону розподілу випадкової величини S .

Відповідно до основних понять математичної статистики та теорії ймовірностей втрату рухомості бурильного інструменту на деякій діючій свердловині будемо розглядати як випадкову величину, або експеримент, що повторюється n -ну кількість разів, які характеризуються взаємовиключними результатами, а тому класифікуються як деякі елементарні події. При цьому експерименти є такими, що поділяються на скінчене число елементарних подій, які є рівноймовірними, тобто в подальшому будемо виходити з класичного визначення ймовірності події. Для випадкової характеристики втрати рухомості бурильного інструменту приймемо індикатор подій

$$X = \begin{cases} 1, \text{ якщо подія відбулася} \\ 0, \text{ якщо подія не відбулася} \end{cases} \quad (2)$$

з можливими ймовірностями $p_0 = P(X = 0) = 1 - p$ та $p_1 = P(X = 1) = p$.

Для оцінки ефективності того чи іншого виду техніки або технології потрібна деяка характеристика успішності (позитивного результату) чи, відповідно, неуспішності (негативного результату) застосування нової техніки. Індикатор (2) у цьому випадку буде означати успішне застосування техніки чи технології ($X=1$) та неуспішне ($X=0$) з відповідними ймовірностями. Такий підхід дозволяє представити випадкову величину X як узагальнену характеристику дії всіх вищенаведених незалежних факторів впливу, кожен з яких вносить у випадкову величину тільки певний внесок, а тому є підстави стверджувати, що дана характеристика приблизно розподілена за нормальним законом.

Серед невирішених раніше завдань можна виділити відсутність досліджень умов або чинників, за яких застосування певних технічних засобів для ліквідації та попередження геологічних ускладнень і аварій є економічно доцільним.

Метою даної статті є вибір та обґрунтування математичної моделі результативності або успішності застосування технології дискретно-розподілених ударних навантажень в тих чи інших умовах ліквідації геологічних ускладнень та аварій під час буріння глибоких свердловин на нафту й газ та відповідне виконання досліджень умов ефективного застосування цієї технології і технічних засобів її реалізації.

Таблиця 1 – Статистична вибірка щодо результативності застосування ударних механізмів

№ з/п	Свердловина	Значення індикатора (2) як характеристики результативного застосування УМ*	Значення індикатора (2) як характеристики технологічно можливого застосування УМ	Значення індикатора (2) як перспективи застосування запропонованої технології
Хрещищенське ВБР				
1	109 Яблунівська	0	0	0
2	120 Новоукраїнська	0	1	0
3	102 Розпашнянська	1	1	0
4	103 Новоукраїнська	0	1	0
5	60 Юліївська	1	1	0
6	60 Матвіївська	0	1	1
7	65 Багатіївська	0	0	0
8	67 Матвіївська	0	1	1
9	64 Матвіївська	0	1	1
10	89 Розпашнянська	0	1	0
11	52 Яблунівська	0	1	0
12	55 Личківська	0	1	0
Шебелинське ВБР				
1	31 Єфреміївська	1	1	0
2	131 Березівська	0	0	0
3	91 Мелихівська	0	0	0
4	92 Мелихівська	0	0	0
5	92 Мелихівська	0	1	1
6	155 Степова	0	0	0
7	92 Мелихівська	0	1	1
8	92 Мелихівська	0	1	1
9	111 Березівська	0	0	0
10	93 Мелихівська	1	1	1
11	111 Березівська	1	1	1
12	57 Вільхівська	0	1	0
13	800 Шебелинська	0	0	0
14	800 Шебелинська	0	0	0
15	99 Мелихівська	1	1	1
16	99 Мелихівська	0	1	1
17	132 Березівська	0	1	1
18	57 Волохівська	0	0	0
19	52 Скоробагатківська	1	1	0
20	97 Мелихівська	0	1	1
21	114 Мелихівська	0	0	0

*Примітка: Результативним застосуванням УМ тут вважається факт як повної, так і часткової ліквідації аварії за допомогою УМ

Виклад основного матеріалу. Дослідження базуються на даних результативності застосування різних способів ліквідації аварій, пов'язаних із втратою рухомості колони буринних труб, на площах ДП «Укрбургаз» за період з 1991-го по 1995-й роки і проаналізованих в [3]. У табл.1 наведені дані щодо результативності застосування ударних механізмів (УМ), як безпосереднього аналога технології дискретно-розподілених ударних навантажень [4].

У табл. 1 перша графа – номер за порядком – характеризує черговість виникнення події в часі, тобто це порядковий номер виникнення аварії в отриманій послідовності спостережень за п'ятирічний період з 1991-го по 1995-й роки. Третя і четверта графа табл.1 – це характеристики двох подій, пов'язаних з результативністю нової техніки, а також її можливістю взагалі застосовувати для ліквідації даної аварії. Значення індикатора Х у третій графі характеризує відповідно до (2) успішність (або позитивний

результат) застосування УМ для звільнення бурильного інструменту у випадку, якщо такий спосіб застосовували, що, у свою чергу, відображено у четвертій графі табл.1.

Для впровадження технології дискретно-розподілених ударних навантажень та відповідних технічних засобів необхідно, в першу чергу, визначити ті геологічні площі, родовища та свердловини, які розбуруються в складних геологічних умовах. Основою реалізації запропонованої технології є заміна стандартизованих розмірними рядами елементів компоновок низу бурильної колони (КНБК) секційними ударними механізмами [4], які з'єднуються в свічі певної довжини і створюють навантаження на долото, а також експлуатуються як безопорна КНБК для реалізації параметрів спрямованої у певному напрямку проводки свердловини. На початковому етапі впровадження, як правило, випробовують дослідні зразки нової техніки, а тому потрібно розрахувати ймовірність застосування дослідної конструкції секційного ударного механізму, який буде постійно застосовуватися у якості КНБК при бурінні певної свердловини. Вибір такої свердловини у даних дослідженнях здійснювався за результатами вибірки індикатора X для геологічної площі чи родовища, на яких було зафіксовано 3 і більше аварій, ліквідація яких, у свою чергу, технологічно можлива з допомогою УМ. Як приклад можна привести Мелихівську площу Шебелинського ВБР, на якій тільки при бурінні свердловини №92 зафіксовано 4 аварії. Саме для таких свердловин призначена технологія дискретно-розподілених ударних навантажень. Відповідні значення індикатора X, які допоможуть спрогнозувати перспективу подальшого впровадження запропонованої технології наведені у п'ятій графі табл.1.

Емпірична функція розподілу $F_n(x)$ одержана за загальноприйнятою для дискретних виборок X формулою

$$F_n(x) = \frac{m_n(x)}{n}, \quad (3)$$

де $m_n(x)$ – випадкова величина, яка рівна кількості елементів вибірки X, значення яких менше x.

Для побудови емпіричної функції розподілу використано типовий підхід [5] з деяким пристосуванням для даних досліджень, а саме:

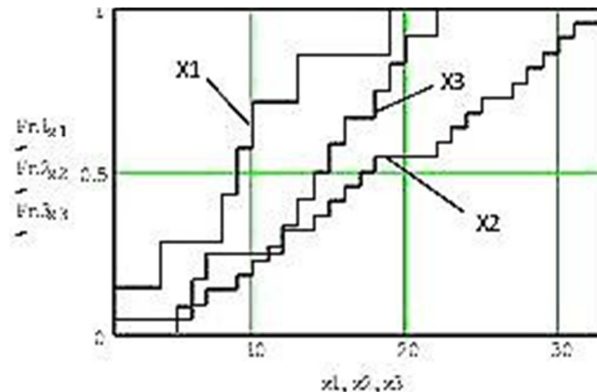
- 1) всі результати спостережень впорядковано за їх виникненням в часі п'ятирічного періоду та присвоєно їм ранги або порядкові номери в отриманій послідовності;
- 2) кожному спостереженню наведено у відповідність число, отримане за формулою (3);
- 3) побудовано графік(рис.1) емпіричної функції розподілу.

Вибравши з даних табл.1 тільки ті свердловини, де застосовували УМ і впорядкувавши значення індикатора (2) в часі вибраного п'ятирічного періоду, для результативності УМ матимемо

$$F_n(x) =$$

1	0	0	1	0	0	0	1	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1	0	0	0
0.143	0.143	0.143	0.286	0.286	0.286	0.429	0.571	0.714	0.714	0.714	0.857	0.857	0.857	0.857	0.857	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00

Одержану емпіричну функцію розподілу результативності застосування УМ можна порівняти з емпіричною функцією розподілу ймовірності виникнення тих аварій та геологічних ускладнень, ліквідація яких технологічно можлива за допомогою УМ. Для побудови такої функції за формулою (3) потрібно скористатися значеннями індикатора (2) з 4-ої графі табл.1.



- X1 – результативного застосування УМ;
- X2 – технологічно можливого застосування УМ;
- X3 – можливого застосування технології дискретно-розподілених ударних навантажень

Рисунок 1 – Емпіричні функції розподілу ймовірностей

Процедура побудови емпіричної функції розподілу виникнення геологічних ускладнень та аварій, ліквідація яких технологічно можлива з допомогою УМ, аналогічна описаній вище, а графічне порівняння двох функцій представлено на рис.1. На цьому ж графіку (рис.1) показана функція розподілу ймовірності виникнення досить частих аварій, пов'язаних з втратою рухомості колони труб, отримана за аналогічною методикою, при ліквідації яких можна застосовувати технічні засоби, вмонтовані в КНБК, а отже, і технологію дискретно-розподілених ударних навантажень. У випадку вищої результативності застосування УМ функція розподілу успішності (зліва на графіку, рис.1) зміщуватиметься вправо, наближаючись до функції розподілу ймовірності технологічно придатного застосування УМ для ліквідації всіх аварій та геологічних ускладнень. Це дозволяє у першому наближенні використати порівняння емпіричних функцій розподілу як відносну міру ефективності впроваджуваного виду техніки. Розміщення на графіку (рис.1) функції розподілу X3 можливого застосування запропонованої технології між двома іншими емпіричними функціями вказує на значний резерв для реалізації даної технології за умови більш результативного застосування відповідних технічних засобів, порівняно з роботою УМ інших конструкцій.

Оцінити ймовірність виникнення тієї чи іншої події з представлених у табл. 1 можна, одержавши функцію найбільшої вірогідності та розв'язавши відповідне диференціальне рівняння, що складає суть методу [5]. Відповідно до даних, представлених у табл.1, подія А1 – результативне чи успішне застосування УМ – виникає у $m=7$ випадках з $n=22$ спостережень. За методом найбільшої вірогідності

$$w_n(A1) = \frac{m}{n} = \frac{7}{22} = 0,318 \quad (4)$$

є найбільш вірогідною оцінкою невідомої величини p – ймовірності успішного результату від застосування УМ відповідної конструкції для ліквідації аварії чи геологічного ускладнення.

Аналогічно для події А2 – технологічної можливості застосовувати УМ будь-яких конструкцій при ліквідації аварій та ускладнень – матимемо таку вірогідну оцінку ймовірності

$$w_n(A2) = \frac{22}{33} = 0,667.$$

Частота $w_n(A)$ є точковою оцінкою ймовірності настання відповідної події, тому для точності цієї оцінки необхідно визначити довірчі межі, які знаходять, розв'язуючи квадратну нерівність [5]

$$p^2 \left(1 + \frac{z_\alpha^2}{n}\right) - p \left(2w_n + \frac{z_\alpha^2}{n}\right) + w_n^2 < 0, \quad (5)$$

де, z_α – аргумент функції розподілу $\Phi_0(z_\alpha)$, який знаходиться з рівняння $2\Phi_0(z_\alpha) = 1 - \alpha$;

α – задана величина, що визначає міру надійності $1 - \alpha$;

p – розв'язок (5), який відповідно визначає нижню та верхню межу для $w_n(A)$, тобто довірчі оцінки.

Якщо задатися α близьким до 0, то довірчий інтервал перекриватиме точкову оцінку ймовірності настання відповідної події з мірою надійності близькою до 1. Розв'язавши рівняння (5), для міри надійності, близької до 0,95, отримаємо, такі довірчі межі визначених вище точкових оцінок ймовірності настання відповідних подій

$$0,167 < w_n(A1) < 0,520$$

$$0,502 < w_n(A2) < 0,799$$

Для того, щоб використовувати у майбутньому результати розрахунків, отриманих на базі статистичної вибірки з табл.1, необхідно перевіряти статистичну гіпотезу H_0 про рівність математичного сподівання величини $w_n(A)$ з контрольної вибірки, та цієї ж величини, отриманої зі статистичної вибірки в майбутньому. У даному дослідженні статистична нульова гіпотеза сформульована як гіпотеза про рівність отриманого емпіричного та деяких теоретичних законів розподілу. У якості теоретичних вибрано:

- нормальний (Гаусса) закон розподілу

$$P(k, \mu, \sigma) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} e^{-\frac{(k-\mu)^2}{2\sigma^2}};$$

- закон розподілу Пуассона

$$Pr(\lambda, k) = \frac{\lambda^k}{k!} e^{-\lambda};$$

- біноміальний закон розподілу

$$Bi(p, k, n) = \frac{n!}{k!(n-k)!} p^k (1-p)^{n-k};$$

- від'ємний біноміальний закон розподілу

$$NB(p, k, n) = \binom{k+n-1}{k} p^n (1-p)^k.$$

Підбір основних теоретичних законів розподілу здійснювався на першому етапі візуально, на побудованих і суміщених графіках емпіричного та теоретичного розподілів, тобто параметри теоретичних функцій підбиралися відповідно до «найкращого» співпадання їх кривих з емпіричними значеннями. На другому етапі перевірялися нульові статистичні гіпотези за t-критерієм. Перевірка підтверджує гіпотезу H_0 в усіх трьох випадках з табл. 1 для всіх вибраних теоретичних законів розподілу на рівнях значущості $\alpha = 0,1..0,01$, що достатньо для практичних розрахунків.

На рис. 2 показано суміщені графіки емпіричного розподілу та розподілу за законом Пуассона для ймовірного застосування технології дискретно-розподілених ударних навантажень. Інтегральна крива розподілу Пуассона побудована для значень $k = 1..22$; $\lambda = 14$, а розраховане значення t-критерію становить 0,027, що набагато менше табличного на рівні значущості $\alpha = 0,1$, а отже, підтверджується гіпотеза H_0 про рівність емпіричного та теоретичного розподілів.

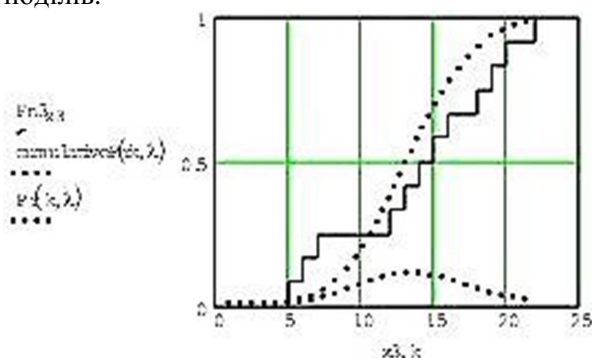


Рисунок 2 – Емпіричний та теоретичний розподіли ймовірності застосування технології дискретно-розподілених ударних навантажень

Закон розподілу Пуассона рекомендується застосовувати у більшості випадків для найпростішого потоку подій, тобто такого потоку, у якому проміжок часу між двома послідовними подіями є випадковою величиною, розподіленою на проміжку часу $[0; +\infty]$ зі щільністю розподілу, що відповідає формулі Пуассона. Таким чином, події являтимуть собою однорідний потік геологічних ускладнень чи аварій, для ліквідації яких можна застосувати технологію дискретно-розподілених ударних навантажень і які різнитимуться лише моментами їх появи на осі часу, причому за одиницю часу вибрано п'ятирічний період.

Таблиця 2 – Характеристики потоку аварій та геологічних ускладнень за п'ятирічний період

Кількість аварій n	Ймовірність того, що відбудеться не більше, ніж n аварій	Ймовірність виникнення точно n аварій	Ймовірність виникнення понад n аварій
1	0	0	1
5	0,006	0,004	0,994
9	0,109	0,047	0,891
13	0,464	0,106	0,536
17	0,827	0,071	0,173
21	0,971	0,019	0,029
25	0,997	0,002	0,003

Для того, щоб повністю описати найпростіший потік, достатньо знати середнє число аварій, які виникають в одиницю часу, або інтенсивність потоку. У законі розподілу Пуассона інтенсивності потоку аварій рівне число λ , а сам розподіл дає значення ймовірності того, що за певний проміжок часу виникне деяка n -на кількість аварій, пов'язаних з втратою рухомості колони бурових труб. Ймовірність того, що за час t виникне не більше, як n аварій визначатиметься формулою

$$F(\leq n, t) = \sum_{k=0}^n \Pr(\lambda, k, t) = e^{-\lambda t} \sum_{k=0}^n \frac{(\lambda t)^k}{k!}, \quad (6)$$

причому, ймовірність виникнення точно n аварій чи геологічних ускладнень задається таким записом

$$F(= n, t) = \frac{(\lambda t)^n}{n!} e^{-\lambda t}. \quad (7)$$

Ймовірність виникнення більш, ніж n аварій чи геологічних ускладнень складе відповідно $1 - F(\leq n, t)$. Ймовірність виникнення однієї аварії чи геологічного ускладнення за час t визначається з формули (6)

$$F(n = 1, t) = \lambda t e^{-\lambda t}, \quad (8)$$

а ймовірність виникнення не більше однієї аварії відповідно складе

$$F(n \leq 1, t) = (1 - \lambda t) e^{-\lambda t}. \quad (9)$$

Ймовірність відсутності аварій взагалі в деякому інтервалі часу τ буде визначатися як $e^{-\lambda \tau}$. Остання величина дає ймовірність того, що інтервал часу між послідовними аваріями перевищить деяку величину τ , а отже функція розподілу інтервалів між появою двох послідовних аварій буде задана таким чином

$$F(\tau) = 1 - e^{-\lambda \tau}. \quad (10)$$

Математичне сподівання інтервалу τ , розподілене за законом Пуассона, матиме вигляд

$$M\tau = \frac{1}{\lambda}. \quad (11)$$

Наведені вище математичні співвідношення, які пояснюють закон розподілу Пуассона, покладені в основу окремого розділу теорії ймовірності – теорії масового обслуговування [6]. Предметом цієї теорії, у тому числі, є визначення ймовірної ефективності функціонування різних організаційних структур, що за-

ймаються виконанням заявок від різних підрозділів деякої виробничої системи, а тому ця теорія добре підходить для даних досліджень. Індикатор подій (2) можна відобразити послідовністю точок, які відповідатимуть значенню $X=1$, на осі часу і різнитимуться моментами їх появи. А оскільки, ці події є аваріями та геологічними ускладненнями, які необхідно ліквідувати у найкоротший термін, то їх можна розглядати як заявки на застосування технології дискретно-розподілених ударних навантажень. Відповідно апаратами обслуговування стануть технічні засоби, призначені для реалізації даної технології. Завдання полягатиме у тому, щоб, попередньо дослідивши потік вимог та умови функціонування апаратів обслуговування, підібрати оптимальну кількість апаратів, тобто оптимальну кількість технічних засобів для реалізації запропонованої технології дискретно-розподілених ударних навантажень.

За формулами (6)-(9), а також з урахуванням результатів аналізу теоретичного та емпіричного розподілів (рис. 2), виконані розрахунки, результати яких наведені у табл. 2.

Досліджуючи умови функціонування апаратів обслуговування, тобто УМ, визначають час обслуговування однієї вимоги, який також є випадковою величиною, розподіленою за тим же законом Пуассона зі щільністю

$$g(\mu, t) = \mu e^{-\mu t}, \quad (12)$$

де μ – інтенсивність обслуговування є величиною, оберненою до середнього часу обслуговування, тобто

$$\mu = \frac{1}{t_{\text{середнє}}}. \quad (13)$$

Особливістю визначення середнього часу обслуговування при реалізації технології дискретно-розподілених ударних навантажень є не аналіз статистичних виборок за часом, витраченим на ліквідацію аварій з допомогою відповідних технічних засобів, а облік часу, протягом якого ці технічні засоби знаходилися в складі КНБК (або самі являли собою КНБК) при бурінні свердловини, чи деякого інтервалу свердловини, у якому очікується висока ймовірність виникнення аварій чи геологічного ускладнення. Відповідно час очікування вимоги в черзі задається законом Пуассона зі щільністю розподілу

$$h(v, t) = ve^{-vt}, \quad (14)$$

де v – параметр, обернений до середнього часу очікування, який розраховується за співвідношенням

$$v = \frac{1}{t_{\text{очікування}}}. \quad (15)$$

Середній час очікування залежить як від наявної кількості незадіяних на складі технічних засобів для реалізації запропонованої технології, так і від тривалості буріння свердловин, на яких вже застосовуються вказані технічні засоби. Час буріння свердловин визначається глибиною буріння, геологічними умовами проводки та конструкцією свердловини і складає переважно від 2-3-х місяців до 1-го року. Наявність на складі бурового підприємства технічних засобів для ліквідації аварії чи ускладнення, пов'язаних з втратою рухомості бурильного інструменту, визначатиме наявність каналів обслуговування у математичній моделі.

Для дослідного виробництва необхідно розглянути спочатку одноканальну систему масового обслуговування, у межах якої розглядають надходження n -ної кількості вимог або заявок на ліквідацію аварії у деякий момент часу t при кількості каналів обслуговування (УМ для реалізації запропонованої технології) $k=1$. Якщо виявиться, що кількість заявок на ліквідацію аварії з допомогою технології дискретно-розподілених ударних навантажень перевищить кількість відповідних технічних засобів для реалізації даної технології, то система видасть відмову, оскільки на практиці переходять до інших способів ліквідації аварії. Задача формулюється таким чином. На вхід одноканальної системи з відмовами надходить найпростіший потік заявок з інтенсивністю надходження λ , виконання яких розпочинає найпростіший потік обслуговування з інтенсивністю обслуговування μ . Граничні ймовірності станів системи $p_0(t)$ – ймовірність того, що УМ вільний та $p_1(t)$ – ймовірність того, що УМ зайнятий, знаходять з умови стаціонарності стану $p_0(t) \equiv p_0$ та $p_1(t) \equiv p_1$ при будь-якому t , прирівнявши диференціальні рівняння Ерланга із системи

$$\begin{cases} \frac{dp_0(t)}{dt} = -\lambda p_0(t) + \mu p_1(t) \\ \frac{dp_1(t)}{dt} = \lambda p_0(t) - \mu p_1(t) \end{cases}$$

до нуля, звідки, враховуючи, що $p_0 + p_1 = 1$, остаточно знаходять

$$\begin{cases} p_0 = \frac{\mu}{\mu + \lambda} \\ p_1 = \frac{\lambda}{\mu + \lambda} \end{cases}, \quad (16)$$

де p_0 – ймовірність обслуговування вимоги, оскільки УМ є вільним;

p_1 – ймовірність відмови, оскільки УМ є зайнятим.

Таким чином, оскільки інтенсивність потоку заявок на ліквідацію аварії визначають через середній інтервал часу між двома заявками, а інтенсивність потоку обслуговувань – через

середній час обслуговування одним технічним засобом або УМ, то граничні ймовірності p_0 і p_1 визначають середній відносний час перебування системи у станах відповідно «УМ вільний» та «УМ зайнятий», тобто визначають відносну пропускну здатність системи та ймовірність відмови відповідно. Якщо використати позначення $\alpha = \frac{\lambda}{\mu}$ – коефіцієнт завантаженості УМ, який реалізовує запроповану технологію, то при умові $p_0 + p_1 = 1$, отримують

$$p_1 = p_0 \frac{\lambda}{\mu} = p_0 \alpha. \quad (17)$$

Абсолютну пропускну здатність системи (або число заявок, що обслуговується в одиницю часу) розраховують за формулою

$$A = \frac{\lambda \mu}{\lambda + \mu}. \quad (18)$$

Суть розрахунку багатоканальної системи масового обслуговування зводиться до наведеного вище тільки з тією відмінністю, що розглядають k каналів обслуговування, тобто певну k -ту кількість технічних засобів або УМ для реалізації технології дискретно-розподілених ударних навантажень, частина з яких буде деякий час відповідно простоювати, очікуючи свого замовлення. Якщо всі k технічних засобів будуть зайняті, то система видасть відмову. Задача формулюється таким чином. На вхід k -канальної системи масового обслуговування подається найпростіший потік у кількості n заявок з інтенсивністю надходження λ . Потік обслуговування кожного каналу також найпростіший з інтенсивністю обслуговування μ . Якщо вимога застає вільним хоча б один канал обслуговування, то вона обслуговується до завершення процесу буріння свердловини або відповідного інтервалу буріння з ускладненими геологічними умовами. Якщо ні – то покидає систему без обслуговування. Така система називається класичною, граничні ймовірності станів стаціонарного режиму для якої описуються формулами Ерланга

$$p_0 = \frac{1}{\sum_{k=0}^n \frac{\alpha^k}{k!}}; \quad (19)$$

$$p_k = \frac{\frac{1}{k!} \left(\frac{\lambda}{\mu}\right)^k}{\sum_{k=0}^n \frac{1}{k!} \left(\frac{\lambda}{\mu}\right)^k}, \quad (20)$$

де величина p_0 є ймовірністю того, що система взагалі не завантажена, а ймовірності p_k визначають граничний закон розподілу числа вмонтованих у КНБК УМ, які зайняті при бурінні свердловин. При $k = n$ остання формула поверне ймовірність відмови системи, оскільки всі УМ будуть зайнятими.

Формули (19) та (20) отримують із системи диференціальних рівнянь Ерланга

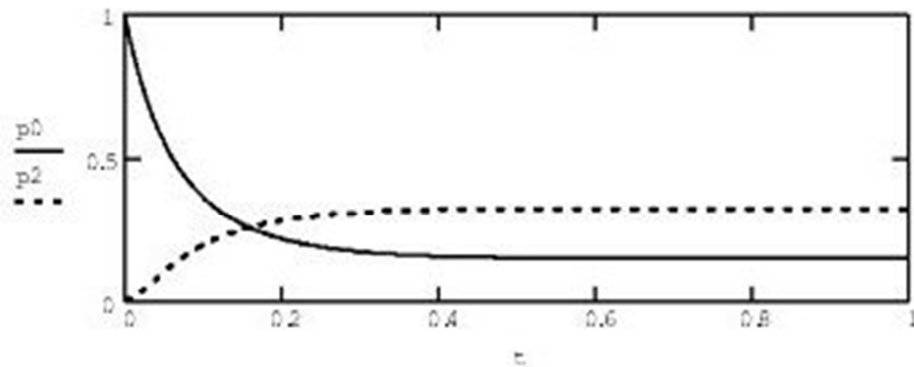


Рисунок 3 – Залежність ймовірностей від часу у нестационарному режимі

Основні висновки, які впливають із результатів проведених досліджень, а також перспективи подальшої роботи полягають у наступному.

1) Ймовірність виникнення геологічних ускладнень і аварій в часі можна змоделювати із достатньою точністю, розглядаючи основні закони розподілу, зокрема широко висвітлений в науковій літературі закон розподілу Пуассона. Розподіл ймовірності успішної реалізації відповідної нової техніки можна в першому наближенні прийняти як критерій ефективності.

2) Розглядаючи закон розподілу Пуассона в світлі теорії масового обслуговування, з можливих випадків якої для моделювання інтенсивності як виникнення, так і ліквідації геологічних ускладнень і аварій прийнято рівняння Ерланга, визначено оптимальну кількість задіяних технічних засобів та технологій. Розрахунки показують, що оптимальна кількість технічних засобів для реалізації запропонованої технології дискретно-розподілених ударних навантажень не перевищуватиме найбільш ймовірної кількості відповідних аварій або геологічних ускладнень, спрогнозованих за контрольною статистичною вибіркою, за умови зіставлення основних чинників бурових робіт і становитиме 1-2 комплекти УМ на 5 років експлуатації.

3) Умовами ефективного застосування технології дискретно-розподілених ударних навантажень визначено:

- підвищену результативність відповідних технічних засобів, порівняно із традиційними конструкціями УМ;

- необхідність постійного обліку та аналізу потоку заявок на предмет застосування УМ для ліквідації аварій чи геологічних ускладнень;

- розрахунок оптимальної кількості УМ для застосування на певний період часу, у тому числі обґрунтування кількості технічних засобів для реалізації запропонованої технології дискретно-розподілених ударних навантажень.

Звичайно, що більш точні результати будуть отримані, якщо в якості відповідних критеріїв ефективності використовувати вартісні показники, тобто безпосередньо грошові витрати бурового підприємства, пов'язані як з фінансуванням робочої сили, матеріалів і обладнання під час виконання аварійних робіт, так і витрати, пов'язані з придбанням і експлуатацією за-

пропонованих [4] технічних засобів, що підлягатиме подальшому дослідженню.

Література

1. Предупреждение и ликвидация прихватов труб при бурении скважин / А.К.Самотой. – М.: Недра, 1979. – 180 с.
2. Численные методы Монте-Карло / И.М.Соболь. – М.: Наука, 1973. – 312 с.
3. Пути повышения эффективности техники и технологии ликвидации прихватов бурильного инструмента / М.А.Мыслюк, В.М.Чарковский, И.И.Рыбчич, В.Ю.Близнюков, М.Н.Яворский, М.П.Мельник. – М.: ИРЦ Газпром, 1997. – 64 с. (ОИ, сер. Бурение газовых и газоконденсатных скважин).
4. Про можливість застосування технології дискретно-розподілених ударних навантажень в КНБК для попередження заклинювань під час буріння свердловин / В.М.Чарковський // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2014. – № 2(51). – С.37-44.
5. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / И.Н.Бронштейн, К.А.Семендяев. – М.: Наука, 1986. – 544 с.
6. Математичне моделювання в економіці / В.М.Чарковський, І.М.Хвостіна, І.Б.Запужляк. – Івано-Франківськ: вид-во Ів.-Фр. національного технічного ун-ту нафти і газу, 2004. – 128 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії
01.03.17

Рекомендована до друку
професором Чудиком І.І.
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
канд. техн. наук Ставичним Є.М.
(НДП ПАТ «Укрнафта», м. Івано-Франківськ)

АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ ВИКОНАНЬ ВІБРОСИТ ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ ПРОМИВАЛЬНОЇ РІДИНИ

Н.В. Федоляк, М.М. Лях, Б.В. Коней

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727101,
e-mail: no@nuing.edu.ua

У зв'язку з відсутністю узагальненої класифікації бурових вібросит за конструктивними ознаками є доцільним її розроблення. В даній роботі проведено аналіз конструктивних виконань вібросит та визначено загальні спільні та відмінні технічні рішення в їх конструкціях, які впливають на ефективність очищення промивальної рідини від твердої фази. Розглянуто особливості конструкції бурових вібросит різних фірм-виробників. На основі результатів теоретичних досліджень розроблено структурну схему класифікації вібросит за конструктивними ознаками. Запропоновано класифікацію бурових вібросит, яка може бути корисною при розробленні нових конструкцій та модернізації існуючих зразків, а також для бурових організацій в процесі вибору вібросит для конкретних умов використання та їх раціональної експлуатації.

Ключові слова: вібромашина, бурове вібросито, класифікація за конструктивними ознаками, промивальна рідина, конструктивне виконання бурових вібросит, очищення бурового розчину.

Из-за отсутствия обобщенной классификации буровых вибросит по конструктивным признакам целесообразна ее разработка. Проанализированы существующие конструкции вибросит и определены общие и отличные технические решения в их конструкциях, которые влияют на эффективность очистки промывочной жидкости от твердой фазы. Рассмотрены особенности конструкции буровых вибросит различных фирм-производителей. По результатам теоретических исследований разработана структурная схема классификации вибросит по конструктивным признакам. Предложенная классификация буровых вибросит может быть полезной при разработке новых конструкций и модернизации существующих образцов, а также для буровых организаций в процессе выбора вибросит для конкретных условий использования и их рациональной эксплуатации.

Ключевые слова: вибромашина, буровое вибросито, классификация по конструктивным признакам, промывочная жидкость, конструктивное исполнение буровых вибросит, очистка бурового раствора.

As there is no summarized classification of vibrating sieves according to their structural characteristics it is necessary to develop it. The paper analyzes the vibrating sieves designs and defines common and distinct technical solutions in their designs that affect the efficiency of fluid purification from solid phase. The peculiarities of vibrating sieves designs produced by different companies have been described. Based on the results of theoretical research, a structural diagram of vibrating sieve classification according to structural characteristics has been developed. The proposed classification of vibrating sieves may be useful in developing new designs and improving the existing samples, and for drilling companies in choosing vibrating sieves for specific conditions of their application and exploitation.

Keywords: vibration machine, vibrating sieve, classification according to structural characteristics, drilling fluid, vibrating sieve design, fluid purification.

Вступ. В промисловості використовуються машини вібраційної дії різних конструктивних виконань для потреб вугільної промисловості, сільського господарства, під час будівельних робіт тощо. Кожен з напрямків промисловості висуває особливі вимоги до машин вібраційної дії, тому згідно цих вимог проводиться класифікація вібромашин для кращої орієнтації при виборі обладнання для виконання конкретних завдань.

В нафтогазовій промисловості машини вібраційної дії використовуються в циркуляційних системах для механічного очищення промивальної рідини (бурового розчину) від шламу. В блоках очищення циркуляційних систем бурових установок використовують віброночі сита, ситоконвеєри, ситогідроциклонні пристрої, самообертові сепаратори та інше обладнання різноманітних конструктивних виконань. Всі ці машини різної конструкції. Більшість з них відносять до машин вібраційної дії, проте є і такі, принцип дії яких базується на

обертанні поверхні, що відокремлює тверду фазу від промивальної рідини. Останні застосовуються не часто через їх низьку ефективність та невелику пропускну здатність.

Принцип дії вібромашин для очищення промивальної рідини – вібросит – не відрізняється від принципу дії машин вібраційної дії, що застосовуються в інших галузях промисловості, однак вони мають інші умови роботи. До відмінностей можна віднести фазовий склад продукту, що очищується на вібромашині: промивальна рідина містить тверді частинки (шлам, який, власне, і відділяється, та пісок), а також колоїдну фракцію (глини) та рідку фракцію (вода чи нафта в залежності від типу промивальної рідини). Подача продукту, що очищується на вібромашині, зазвичай є сталою, а в бурових віброситах подача залежить від кількості промивальної рідини, яка виходить з свердловини, і змінюється в часі в залежності від глибини буріння та подачі бурових насосів. Відмінністю вібраційних машин, які використо-

вуються в інших галузях промисловості, від бурових вібросит є те, що вони є машинами стаціонарної дії, тоді як бурові вібросита після завершення буріння на одній точці демонтуються і переміщуються на іншу, де монтуються повторно. Тому вимоги до їх габаритів та простоти монтажу дещо відрізняються від вимог до інших машин вібраційної дії. В процесі переміщень та багаторазових монтажів і демонтажів бурових вібросит погіршується технічний стан корпусних деталей, в результаті неточностей монтажу зношуються вузли та деталі приводної частини. Вібраційні ж машини, які використовуються в інших галузях промисловості, встановлюються стаціонарно на фундамент і не підлягають демонтажу до закінчення їх терміну придатності.

Отож, через відмінності в умовах роботи та особливості експлуатації бурові вібросита можна віднести до окремого класу машин вібраційної дії.

Аналіз сучасних закордонних та вітчизняних досліджень і публікацій, в яких започатковано вирішення проблеми. Основними виробниками бурових вібросит є: Свако, Бароїд, Мілхем, Брандт, Лінк-Белт, Оверстром, Зальцгіттер, Дресер-Макобар, Маг-Центрифуг, Медгаріс, Хатчинсон, Кем-Трон, Трі-Фло, Ган-Меканіске та інші [1]. Вібросита, що виготовляються цими виробниками, мають конструктивні та технологічні відмінності, проте під загальну класифікацію машин вібраційної дії (віброгрохотів) бурові вібросита за рядом технічних показників не підпадають.

Спроби класифікації пристроїв грубого очищення промивальної рідини за конструктивними ознаками виконано в [3], проте остаточною вони не є, оскільки параметричний ряд обладнання постійно поповнюється. Класифікація за технологічними ознаками взагалі не виконана і не наводиться в жодному з джерел.

В [3] запропоновано такий поділ вібросит за конструктивними ознаками:

1) вібросита з похилими вертикальними і горизонтальними ситополотнами:

- вібросито з плоским горизонтальним ситополотном;

- вібросито з опуклим конусним багатоярусним ситополотном;

2) одинарні або здвоєні барабанні сита з циліндричним, конічним чи криволінійним профілем ситового барабана:

- подвійне барабанне циліндричне сито;

-) барабанне вібраційне сито;

3) дугові сита з різними комбінаціями криволінійності ситополотна:

- дугове вібраційне сито;

- дугове сито в ситополотном, що коливається;

4) відцентрові сита:

- відцентрове конусне сито;

- відцентрове циліндричне сито;

5) комбіновані сита.

Крім цих конструкцій в практиці буріння свердловин використовуються також однару-

сні вібраційні сита з послідовним розташуванням плоских ситових полотен, ситоконвеєри (конвеєрні сепаратори), самообертотві сепаратори. Останні належать до очисного обладнання, яке виконує функції вібросит, проте суттєво відрізняється від них конструктивно.

Постановка задачі та вибір методів дослідження. Потреба в класифікації бурових вібросит за технологічними та конструктивними ознаками є достатньо актуальною, оскільки досі не існує узагальненої схеми, яка б надавала вичерпну інформацію про конструктивні та технологічні відмінності виконання бурових вібросит. Наявність таких схем дозволить оптимізувати вибір бурових вібросит для конкретних умов експлуатації на буровій установці, а також покращить якість засвоєння інформації в навчальному процесі при вивченні даної теми. Класифікаційна схема дозволить більш повно описувати конструктивні особливості заводо-виготовлювачам бурових вібросит для кращого уявлення про їх конструкцію та технологічні параметри, що спростить вибір експлуатаційним підприємствам.

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми. За способом дії на промивальну рідину для очищення її від твердої фракції очищуючі пристрої є обертового типу (барабанні), вібраційної дії (вібросита), відцентрові (відцентрове конусне сито), дугові сита, ситоконвеєри (очищуюча поверхня виконана у вигляді конвеєрної стрічки) та поєднанням перелічених вище способів комбінованої дії.

Для очищення промивальної рідини від твердої фази на бурових підприємствах зазвичай використовують переважно сита вібраційної дії, оскільки вони відзначаються високою продуктивністю, надійністю та прості в обслуговуванні. Отож, бурові вібросита варто виділити в окрему лінію обладнання через особливості їх експлуатації та специфіку конструктивного виконання.

За конструктивними ознаками бурові вібросита можна класифікувати:

- за числом віброрам (модульне виконання);

- за взаємним розміщенням ситополотниць по вертикалі;

- за способом монтажу ситополотниць;

- за можливістю зміни кута нахилу віброрами до горизонталі;

- за можливістю зміни частоти коливань віброрами;

- за типом амортизаційних пристроїв, на яких монтується віброрама;

- за формою траєкторії переміщення точок віброрами;

- за типом вібробудувача коливань;

- за місцем розміщення вібробудувача коливань;

- за способом очищення ситополотна від налиплої твердої фази;

- за способом заміни зношеного ситополотна;

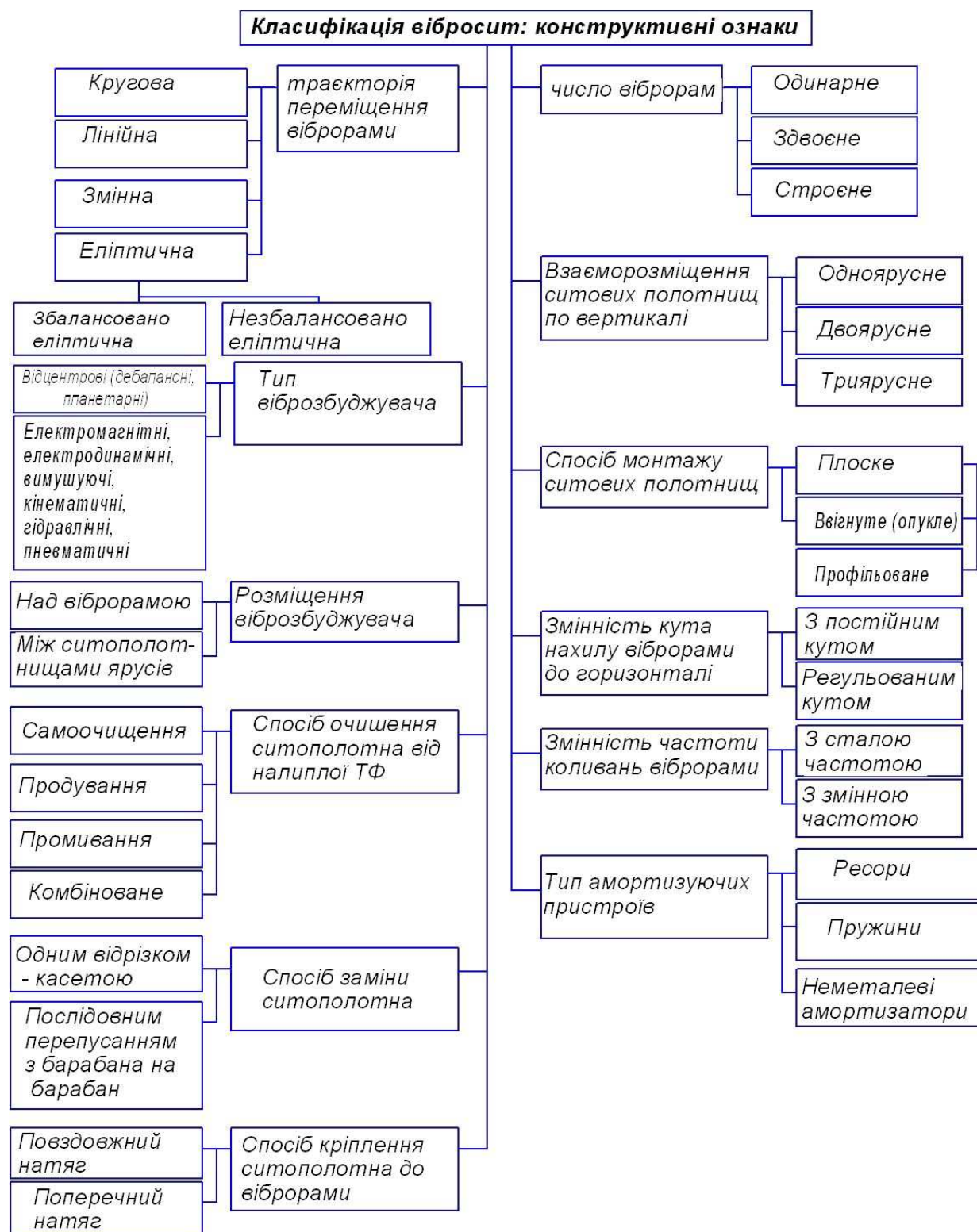


Рисунок 1 – Класифікація вібросит за конструктивними ознаками

- за способом кріплення ситополотна до віброрами.

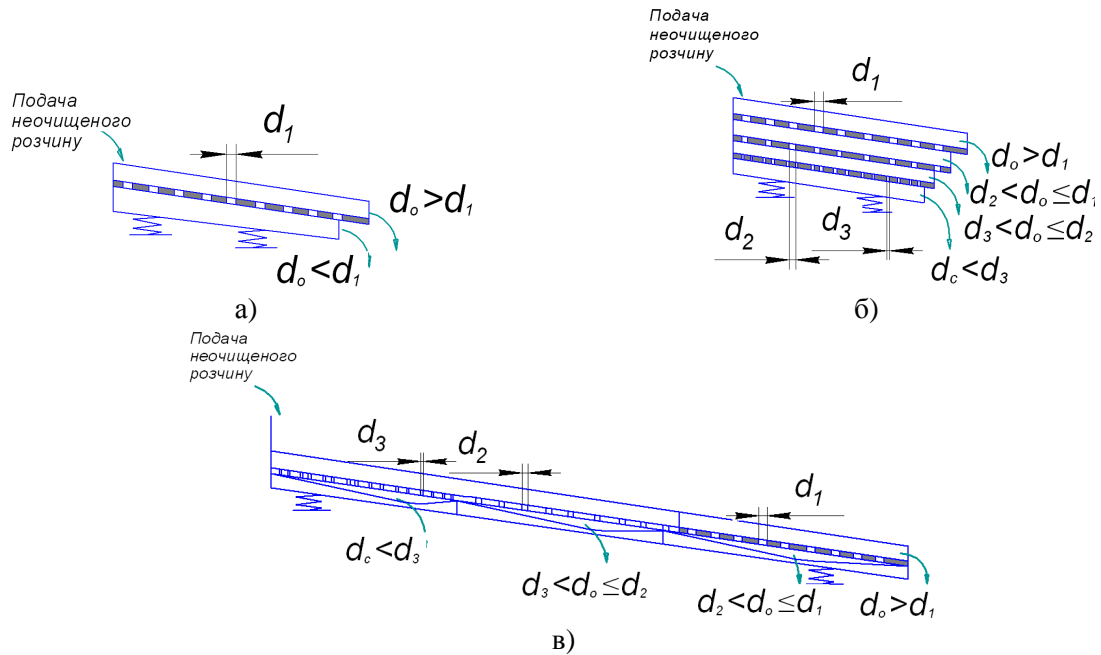
Наведений перелік класифікаційних ознак є неповним та при потребі може бути розширений. За результатами аналізу конструктивних виконань бурових вібросит запропоновано класифікацію вібросит за конструктивними параметрами (рис. 1).

Основний матеріал дослідження. Однією з основних конструктивних особливостей вібросит є їх *поєднання в модулі* (групи або блоки) – одинарні, подвійні чи потрійні. В такому конструктивному виконанні на загальній стаціонарній монтажній рамі розміщуються, відповідно, одна, дві або три віброрами, що можуть коливатися з різними частотами, амплітудами тощо. В такий блок вібросит входить спільний



а) – одинарне, б) – подвійне, в) – потрійне

Рисунок 2 – Вібросита фірми MI-SWACO «MONGOOSE PT»



а) – однарусне, б) – триярусне з вертикальною компоновкою сит,
в) – комбіноване ступеневе (багатоситове з горизонтальною компоновкою сит),
 d_o – максимальний діаметр частинок, що містяться в очищеній промивальній рідині,
 d_1, d_2, d_3 – діаметр чарунок ситополотна

Рисунок 3 – Конструкція вібросит з різним взаємним розміщенням ситополотнищ по вертикалі

для модуля вібросит стандартний бак – піддон. Блочне виконання вібросит спрощує монтаж їх на буровій установці, збільшує точність монтажу та скорочує час на виконання монтажно-демонтажних робіт. Подвійні та потрійні вібросита мають спільну лінію живлення та блок розподілу потоку промивальної рідини на вібросита, який обладнаний жалюзі для контролю подачі на кожне вібросито окремо для забезпечення ефективного очищення. Проте подвійне та потрійне виконання вібросит збільшує вагу очисного модуля, який встановлюється на основу, що вимагає вантажопідйомних монтажних машин більшої потужності. Перевагою потроєного вібросита є можливість регулювання пропускної здатності у великих межах. Прикладом модульного виконання є вібросита фірми MI-SWACO «MONGOOSE PT» (рис. 2).

За взаємним розміщенням ситополотнищ по вертикалі вібросита поділяють на одно-, дво- та триярусні, а також комбіновані ступеневі різних модифікацій (рис.3, а,б,в). Збільшення кі-

лькості ярусів розміщення ситополотен є запорукою ефективного очищення, оскільки відбувається ступеневе очищення промивальної рідини – на верхньому ярусі видаляються тверді частинки більшого діаметру, на другому - меншого, на третьому ще меншого. Отож, кількість фракцій, на які розділяється промивальна рідина на віброситі, рівна кількості ярусів ситополотен плюс один.

Таке розміщення ситополотен дозволяє замінити, наприклад, два однарусні вібросита на одне двоярусне. При цьому ефективність і якість очищення збережеться, проте зменшиться монтажна площа та споживана потужність.

Комбіновані ступеневі вібросита це ті ж дво-, три- чи більше ярусні вібросита, в яких ситополотна різних діаметрів розміщені не вертикально, а горизонтально. Фактично вони так само розділяють промивальну рідину на фракції, як і їх вертикально розміщені аналоги, проте їх габарити збільшуються за рахунок більшої кількості ситополотен, які розміщені послідов-

но. Наприклад, фірма Хатчинсон випускає комбіноване ступеневе вібросито SS, перший ступінь якого обладнаний перфорованою металеву сіткою з отворами діаметром 1,27 мм, і використовується для відокремлення крупних частинок шламу, розміри чарунок верхньої сітки другої ступені складають 0,82x0,82 мм, а нижньої – 0,42x0,42 мм [1].

За способом монтажу ситових полотен поділяють на вібросита з плоскою чи ввігнутою (або опуклою) ситовою поверхнею (рис. 4, 5). На ввігнутих ситополотнах очищення відбувається переважно по його центру. У випуклих – при потраплянні промивальної рідини на ситополотно відбувається її рух від центру до боковин під дією сили тяжіння. Тобто частинки промивальної рідини збільшують довжину своєї траєкторії, що збільшує час перебування частинок на ситополотні, та, відповідно, якість очищення.

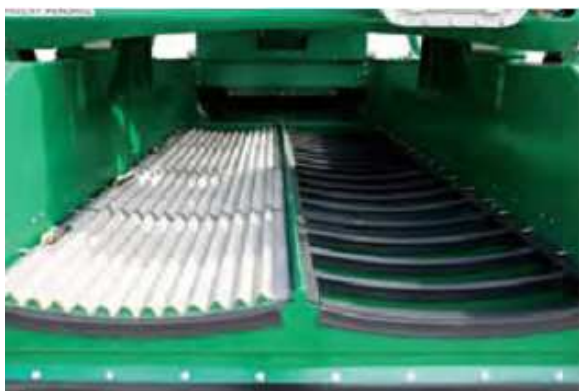


Рисунок 4 – Ситополотно ввігнутої форми (поверхня профільована)



Рисунок 5 – Ситополотно випуклої форми (поверхня звичайна)

Недоліком виконання ситополотен ввігнутої і опуклої форм є складність їх монтажу, потреба в допоміжному обладнанні при цьому. В місцях згину створюються додаткові напруження, що веде до інтенсивнішого руйнування полотен.

За формою ситові полотна вібросит можуть бути профільовані або звичайні (рис. 4, 5). При використанні профільованих ситополотен ефективна площа очищення збільшується до 20% [1].

За кутом нахилу віброрами до горизонталі вібросита бувають з постійним та регульованим кутом. Деякі вібросита з регульованим кутом мають по дві – чотири ділянки нахилу. Якщо перші ділянки мають до 25° кута нахилу, то наступні – 20-17°. Окремі вібросита мають першу ділянку горизонтальну, другу – з кутом нахилу 5° [1]. Чим більший кут нахилу, тим більша швидкість вібротранспортування промивальної рідини по ситополотну. Можливість регулювання кута нахилу дає можливість збільшити чи зменшити пропускну здатність вібросита та вибрати якісні показники при роботі з промивальними рідинами різної в'язкості на всіх етапах спорудження свердловини без зміни ситополотен.

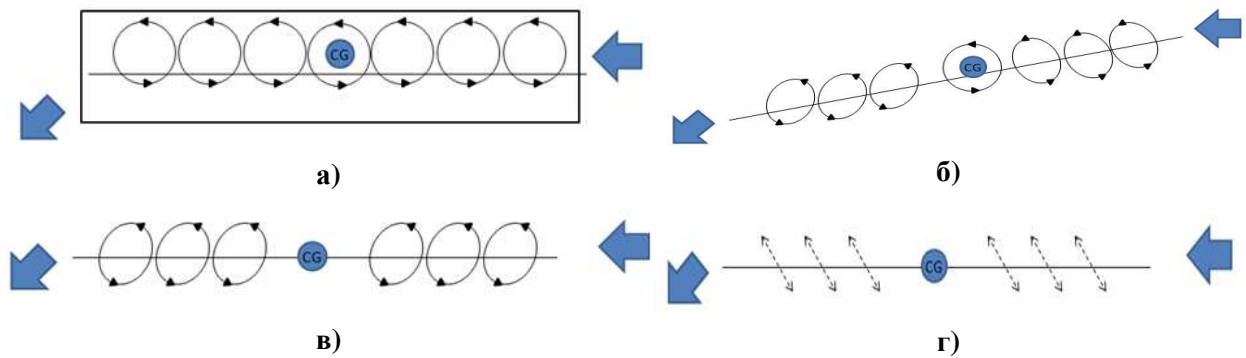
За можливістю зміни частоти коливань віброрами бурові вібросита можуть бути зі змінною або сталою частотою коливань. Для зміни частоти коливань встановлюється пульт, за допомогою якого змінюються режими роботи вібросита для ефективного очищення промивальної рідини від твердої фази. При віддаленні більших частинок шламу амплітуда коливань має бути більшою, а частота меншою, а при бурінні порід, які створюють шлам меншого діаметру, частоту бажано збільшити, а амплітуду – зменшити для якіснішого очищення поверхні сита від частинок, що застрягли в чарунках.

Як амортизуючі пристрої на віброситах можуть встановлюватись ресори, пружини або неметалеві амортизуючі елементи. Як неметалеві елементи використовують гумові прокладки різної форми (круглі, сферичні, прямокутні), однак в бурових віброситах їх рідко встановлюють через низьку довговічність та ефективність. На сьогодні наявний широкий вибір матеріалів, які мають достатню пружність та високу довговічність, що відкриває можливості застосування їх як амортизаторів для вібросит. Ресори в віброситах можуть використовуватись, проте через складність їх регулювання вони неефективні. Та й ефективність просіювання та продуктивність вібросит на пружинних циліндричних опорах вища, ніж у машин із опорами у вигляді похилих ресор, у середньому на 8 і 25 %. Тому перевагу надають пружинним амортизаторам. Як віброопори вібросита використовують переважно виті циліндричні пружини стиску, які при прикладанні до них навантаження зменшують свою довжину [6]. Їх кількість може коливатись від 4 до 12 і більше.

За формою траєкторії руху віброрами (рис. 6), яку описує кожна її точка при роботі вібросита: з лінійною, коловою та еліптичною траєкторіями [4].

Вібросита з коловою траєкторією руху віброрами (рис.6, а) створюють рівномірні гармонійні колові коливання в усіх точках віброрами. Вони мають найбільшу пропускну та найнижчу осушувальну здатність, оскільки розвивають мінімальне віброприскорення.

Вібросита з еліптичною траєкторією руху віброрами конструктивно можуть бути виконані трьох модифікацій: з незбалансовано-еліпти-



а – колова, б – незбалансовано-еліптична, в – збалансовано-еліптична, г – лінійна

Рисунок 6 – Види траєкторій руху віброрами існуючих вібросит

чними (рис.6, б), зі збалансовано-еліптичними (рис.6, в) та прогресивно-еліптичними коливаннями.

Вібросита з еліптичним рухом віброрами розвивають значні віброприскорення, проте володіють меншою пропускнуою здатністю.

Вібросита з *лінійною* траєкторією руху точки віброрами (рис. б,г) створюють більше за значенням гравітаційне зусилля та володіють більшою транспортуючою здатністю порівняно з віброситами з коловим рухом, проте нижчу, ніж розвивають вібросита, для яких характерний еліптичний рух віброрами.

Вібросита зі *змінною* траєкторією руху мають можливість змінювати тип коливань з еліптичних на лінійні без зупинки вібросита. Така конструктивна особливість дозволяє розширити діапазон використання вібросита без зміни ситополотен при проходженні порід різних типів (наприклад, при очищенні промивальної рідини, яка містить значну кількість піску – використання еліптичних коливань, а при збільшенні в ній вмісту глини – зміна на лінійну траєкторію руху віброрами). Залежно від того, яка поточна задача стоїть перед системою очищення (якість видалення твердої фази або обробка великого об'єму розчину) бурова бригада визначає, використання еліптичного чи лінійного режиму є більш оптимальним. Так, вібросито «MONGOOSEPT» компанії MI-SWACO має можливість зміни траєкторії руху віброрами з лінійної на еліптичну: воно не лише справляється з великими об'ємами шламу, який утворюється при проходженні верхніх ділянок свердловини (лінійний рух), але і перемикається на збалансований еліптичний рух при подальшому поглибленні свердловини та зменшенні часу очищення промивальної рідини. При зміні властивостей шламу вібросито «MONGOOSEPT» можна налаштувати під час роботи завдяки автоматизованій системі управління та контролю процесу очищення. Така ж система автоматичного контролю встановлена і на віброситах фірми Derrick. Контроль за якістю очищення шламу забезпечує вихід сухішого шламу, покращується процес відновлення промивальної рідини, збільшується термін роботи сіток і знижуються експлуатаційні витрати.

Тип коливань, який використовується на віброситі, впливає на якість просіювання, швидкість транспортування вибуреної породи, швидкість руйнування ситополотна та степінь деградації вибуреної породи на ситополотні (степінь «розбивання» шламу до сітки внаслідок дії на нього переважантя, створюваного гравітаційними силами). Вважають, що при лінійному типі коливань пропускання здатність сита за промивальною рідиною (просочування) та по шламу (швидкість винесення) — високі. При цьому збалансовано-еліптичні коливання дозволяють краще осушувати шлам, менше впливають на його розбивання на ситополотні та призводять до збільшення терміну служби сітки (за деякими оцінками на 10-15%).

Збуджувачами коливань в машинах вібраційного типу можуть бути електромагнітні вібратори, гідравлічні та пневматичні пульсатори, вимушуючі та кінематичні збуджувачі [7]. Але через складність умов роботи бурових вібросит найчастіше для створення вібрації використовують *механічні віброзбуджувачі*. До них можна віднести відцентрові (інерційні або ексцентрові) збуджувачі коливань (рис.7). В бурових віброситах переважно розповсюджені інерційні вібратори, які дозволяють порівняно просто регулювати амплітуду коливань шляхом зміни положення дебалансів (рис. 7, б). До переваг відцентрових віброзбуджувачів можна віднести простоту їх конструкції, плавність регулювання частоти та амплітуди коливань, низьку чутливість до зовнішніх впливів, а також значний діапазон частот, які ними генеруються (від 0,01 до 1000 Гц) [7]. Недоліком вібраційних віброзбуджувачів є їх незначний ресурс. Це пояснюється низькою довговічністю підшипників вала, що викликана значними динамічними зусиллями, а також великою частотою обертання вала.

В сучасних бурових віброситах переважно використовуються вібродвигуни (рис. 8). Це електродвигуни, на вихідному валу яких встановлені дебаланси, що створюють інерційні коливання віброрами. Зокрема, на віброситі Dual Pool 628 створення коливань досягається за рахунок встановлення вібродвигунів фірми Derrick Super G3, які оснащені внутрішньою системою мащення, використання якої забезпечує також гідродинамічну амортизацію на опо-

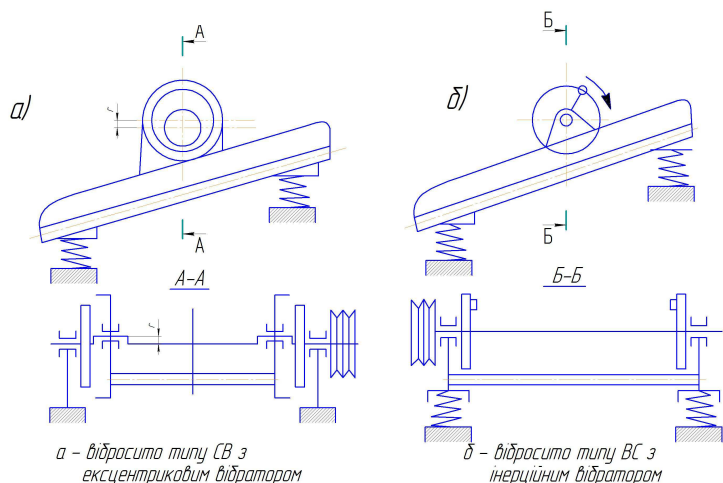


Рисунок 7 – Схема віброст з механічним збуджувачем коливань

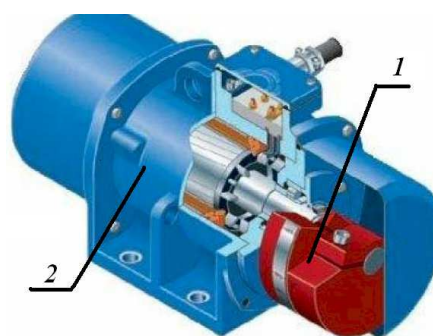
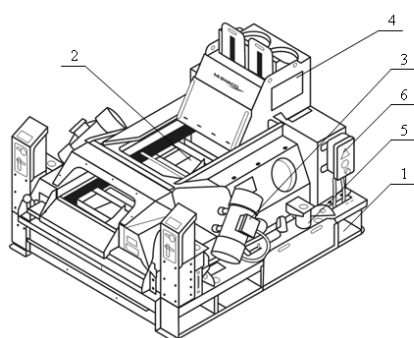


Рисунок 8 – Вібродвигун



1 – основа, 2 – сито, 3 – вібродвигуни, 4 – бункер, 5 – амортизатор, 6 – пульт керування

Рисунок 9 – Віброст із збалансовано-еліптичним рухом віброрами

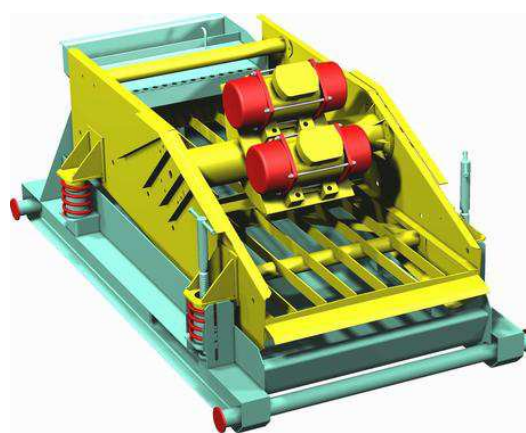


Рисунок 10 – Віброст з лінійною траєкторією руху віброрами

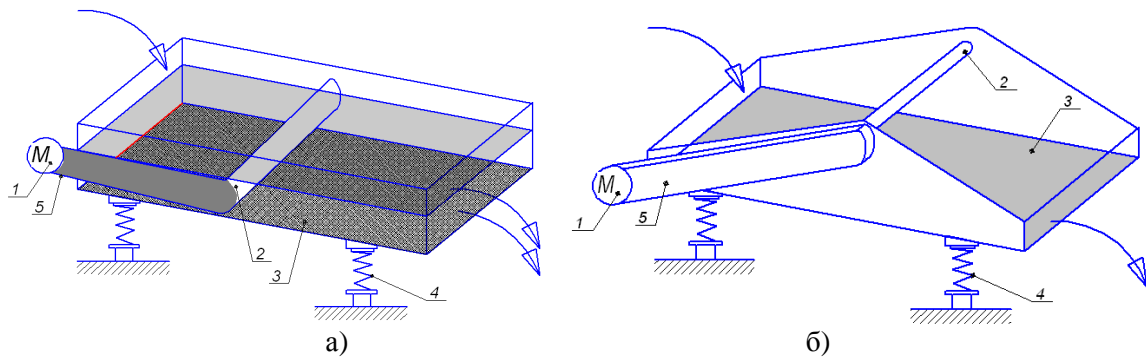
рних поверхнях вібродвигуна. Вібродвигуни мають тривалий термін служби, більший міжремонтний період та є надійними в експлуатації. Вони мають знижений рівень акустичного шуму до 78 дБА, що значно покращує умови роботи обслуговуючого персоналу.

Місце розміщення та кількість збуджувачів коливань встановлюють тип траєкторії руху точки віброрами: віброст з коловою траєкторією руху віброрами мають один вібробуджувач, який розміщено в центрі мас; збалансовано-еліптичні коливання віброст можна отримати встановленням вібраторів по боках від віброрами, причому вони повинні обертатись в різних напрямках та бути нахиленими в двох площинах (рис. 9). Віброст з лінійною траєкторією руху віброрами (рис. 10) комплектується двома вібродвигунами, які створюють рухи в протилежних напрямках і встановлюються на верху віброрами. При цьому вісь між двома вібродвигунами повинна проходити через центр ваги для отримання рівномірних гармонічних коливань у всіх точках віброрами. У випадку потреби отримання змінних коливань компанією MI-SWACO запатентований спосіб, при якому використовуються три вібродвигуни. При цьому два вібродвигуни задіяні, коли пот-

рібно отримати лінійний тип коливань, а третій включається в роботу тоді, коли потрібно отримати збалансовано-еліптичний тип коливань віброрами.

За місцем розташування вібробуджувача віброст бувають з віброралом між ярусами ситополотниць та над віброрамою (рис. 11, а, б). Між ситополотницями віброрал (ексцентриковий вал чи вал з дебалансами) розміщують переважно у випадку ексцентрикових збуджувачів коливань, цей метод є малоефективним та використовується у бурових вібростах рідко через ймовірність потрапляння високоагресивної промивальної рідини у пари тертя, що спричинює швидкий вихід їх з ладу. У сучасних вібростах переважно вібробуджувачі встановлюють над віброрамою, що дозволяє генерувати коливання всіх типів (лінійні, колові, еліптичні). Таке розташування вібробуджувачів значно полегшує їх обслуговування та ремонт, а також унеможливує потрапляння промивальної рідини в генератор коливань, що значно підвищує його надійність та довговічність.

При вмісті в промивальній рідині значної кількості високов'язких глин може спостерігатись їх коагуляція, і, як наслідок, засмічення



а – між ярусами ситополотниці; б – над віброрамою;
1 – двигун, 2- вал, 3 – ситополотно, 4 – опори, 5 – пасова передача

Рисунок 11 – Розташування вібробуджувача

чарунок ситополотна глиною та частинками шламу. Це призводить до різкого зменшення пропускної здатності вібросита і значна частина промивальної рідини потрапляє в амбар. В такому випадку ситополотно очищають від налиплої твердої фази та глини. Це може відбуватися декількома способами, найпоширеніший з яких *промивання* ситополотна потоком рідини, яка подається під тиском. Використовують як спосіб очищення також *продування* чарунок потоком стисненого повітря, що дає позитивний ефект при очищенні ситополотна від висок'язких промивальних рідин з низьким вмістом твердої фази (шламу). Проте продування сіток сприяє осушуванню їх просіюючої поверхні, що є причиною швидкого зносу через корозійне руйнування. *Комбінація* цих способів також може дати позитивний ефект, проте застосовувати їх не є раціональним. *Самоочищення* ситополотен відбувається при правильному підборі розмірів чарунок їх сіток та пропускної здатності вібросит циркуляційної системи. Цей спосіб є оптимальним, найменш затратним, не вимагає зупинок вібросита для видалення налиплої шламу і свідчить про високий професіоналізм обслуговуючого персоналу при виборі обладнання для очищення та визначенні оптимальних режимів його роботи.

За способом заміни зношеного ситополотна вібросита є двох конструкцій. Перша – заміна відбувається одним суцільним полотном – касетою. Друга – заміна відбувається послідовним перепусканням з барабана на барабан і має складнішу конструкцію. На кінцях віброуючої рами такого вібросита встановлені два барабани з механізмами храповиків. Між барабанами натягається робоча частина сітки і її запасна частина, яка в 2 рази більша за робочу, намотується на верхній барабан віброуючої рами. У міру зношування сітки перемотують на нижній барабан до повного зносу по всій довжині.

При заміні ситополотна суцільним полотном (рис. 4, 5) виконується встановлення його в пазах та кріплення з наступним повздовжнім або поперечним розтягом. Так встановлюють у бурових віброситах найчастіше з огляду на простоту та високу надійність.

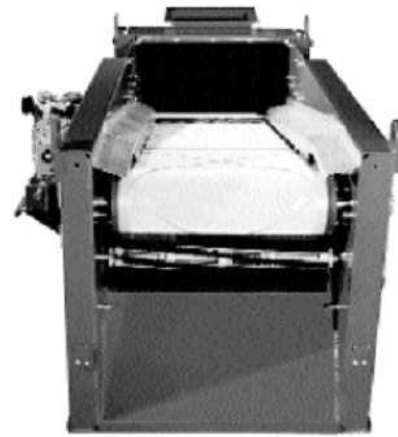


Рисунок 12 – Вібросито з подачею ситополотна з барабана на барабан

За способом кріплення ситополотна на віброрами – повздовжній або поперечний натяг.

Всі сітки для очищення промивальної рідини виготовляють, як правило, у вигляді касет з бічним обрамленням. Таке виготовлення дозволяє здійснювати рівномірний поперечний натяг сітки при установці її на віброситі. Стан натягу сітки - важливий технологічний чинник, що впливає на ефективність роботи вібросита. Зазвичай поперечний натяг кожної сітки на віброситі здійснюється мінімум шістьма болтами. Сумарний натяг, що досягається при цьому, рівний 50 кН на кожен сітку.

Повздовжнє кріплення сітки можливе у випадку, коли подача сітки здійснюється з барабана на барабан, а також у випадку, коли поперечний натяг неможливо виконати конструктивно або технологічно.

У сучасних бурових віброситах ситополотна випускаються касетного типу, тобто сітка натягнута на жорстку раму, яка здійснює натяг як в поперечному, так і в повздовжньому напрямку. Використання таких ситополотен дозволяє встановлювати їх в спеціальні пази віброрами без натягу, оскільки сітка вже встановлена у касету з оптимальним натягом, величина якого контролюється виробником.

Сита вібросит можуть бути виконані як з перфорованого металевого листа, так і з дротяних сіток різної форми плетіння. Можливе виконання сіток як з металевих, так і з неметалевих матеріалів, одношарових чи багатшарових ситополотен. Виробники пропонують багато конструкцій ситополотен, кожне з яких має визначену область використання та рекомендоване для використання у віброситах визначених фірм-виробників. Сучасні сітки пропонованих ситополотен настільки різноманітні, що їх класифікація та конструктивні особливості заслуговують на особливу увагу.

Висновок

Запропонована класифікація бурових вібросит, яка часом може бути доповнена, оскільки в сучасному світі динамічної зміни технологій можуть бути запропоновані та використані нові конструктивні вирішення, які підвищують ефективність роботи та докорінно змінюють конструкторський підхід до виготовлення даного виробу. Дана спроба класифікації дозволить розширити знання про конструктивні виконання бурових вібросит студентам вищої школи, виробникам при технічному описі своїх виробів, а також працівникам бурових підприємств при виборі вібросит для конкретних умов використання та їх раціональної експлуатації.

Для науковців наведена класифікація бурових вібросит за конструктивними ознаками може стати в нагоді при пошуку напрямків вдосконалень їх конструкції.

Література

1 Копей Б.В. Параметричний ряд циркуляційних систем мобільних установок для буріння та капітального ремонту. / Б.В. Копей // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2005. – № 3 (12). – С. 56 – 66.

2 Булатов А.И. Буровые промывочные и тампонажные растворы: учеб. пособие для вузов / А.И. Булатов, П. П. Макаренко, Ю.М. Проселков. – М.: Недра, 1999.

3 Копей Б.В. Розрахунок, монтаж і експлуатація бурового обладнання: підручник для вищих навчальних закладів. / Б.В. Копей. – Івано-Франківськ: Факел, 2001. – 446 с.

4 Басарыгин Ю.М. Технология бурения нефтяных и газовых скважин: учеб. для вузов / Ю. М. Басарыгин, А.И. Булатов, Ю.М. Проселков. – М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2001.

5 <http://www.slb.com>.

6 Лях М.М. Визначення жорсткості віброопор бурових вібросит / М.М. Лях, Н.В. Федоляк, О.О. Рейті // Актуальні задачі сучасних технологій: зб. тез доповідей міжнар. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів (Тернопіль, 17–18 листоп. 2016) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін.]. – Тернопіль: ТНТУ, 2016. – С. 46-47.

7 Вибрации в технике: справочник в 6-ти т. / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э. Лавендела. – 1981. – 509 с.

8 Габдрахимов М. С. Наддотные многоступенчатые виброусилители. / М. С. Габдрахимов, Л. Б. Хузина. – СПб: ООО «Недра», 2005. – 148 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
09.02.17*

*Рекомендована до друку
професором Федоришиним Д.Д.
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
канд. техн. наук Тарабаріновичем П.В.
(НДПІ ПАТ «Укрнафта», м. Івано-Франківськ)*

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОТЕКТОРА НАСОСНИХ ШТАНГ

Я.Т. Федорович, В.В. Михайлюк, Р.О. Дейнега, А.О. Воржеїнова

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42166,
e-mail: no@nimg.edu.ua

Під час експлуатації свердловин штанговими насосними установками часто спостерігаються відмови свердловинного обладнання, особливо колон насосних штанг та колон насосно-компресорних труб. Найчастіше відмови колони насосних штанг відбуваються на викривлених ділянках свердловин внаслідок їх тертя до колони насосно-компресорних труб. У результаті спрацювання матеріалу зменшується поперечний переріз насосної штанги, що призводить до її обриву.

Для підвищення терміну експлуатації як колон насосних штанг, так і колон насосно-компресорних труб застосовуються спеціальні пристрої – протектори. Проаналізувавши існуючі конструкції протекторів, виявлено, що окрім захисту від спрацювання необхідною їх функцією повинна бути здатність амортизувати удари колони насосних штанг до колони насосно-компресорних труб.

З метою вирішення цієї проблеми запропоновано нову конструкцію протектора, що передбачає можливість амортизації за рахунок форми конструктивних елементів – пелюсток. З використанням імітаційного моделювання встановлено величину радіального зусилля, що може сприйматися пелюстками протектора, перевірено міцність різбового з'єднання насосних штанг та визначено величину гідравлічних втрат під час руху флюїду у колоні насосно-компресорних труб у випадку використання протектора.

Ключові слова: насосна штанга, насосно-компресорна труба, протектор, різьба, напруження, гідравлічний опір.

При експлуатації скважин штанговими насосними установками часто наблюдаются отказы скважинного оборудования, особенно колон насосных штанг и колон насосно-компрессорных труб. Чаще всего отказы колонны насосных штанг возникают на искривленных участках скважин вследствие их трения о колонну насосно-компрессорных труб. В результате изнашивания материала уменьшается поперечное сечение насосной штанги, что приводит к ее обрыву.

Для повышения срока эксплуатации как колон насосных штанг так и колон насосно-компрессорных труб применяются специальные устройства – протекторы. В результате анализа существующих конструкций протекторов установлено, что кроме защиты от износа необходимой их функцией должна быть способность амортизировать удары колонны насосных штанг о колонну насосно-компрессорных труб.

С целью решения этой проблемы предложена новая конструкция протектора, которая предусматривает возможность амортизации за счет формы конструктивных элементов – лепестков. С использованием имитационного моделирования установлено величину радиального усилия, которое может восприниматься лепестками протектора, проверена прочность резьбового соединения насосных штанг и установлена величина гидравлических потерь при движении флюида в колонне насосно-компрессорных труб при использовании протектора.

Ключевые слова: насосная штанга, насосно-компрессорная труба, протектор, резьба, напряжение, гидравлическое сопротивление.

While wells are operated with pumping units, failures in downhole equipment may occur, particularly failures of rod and flow strings. Failures in rod strings often occur at well curved sections as a consequence of their friction on flow strings. Hence, material wear performance causes the reduction of the rod cross section and, thus, leads to it break.

To increase the working service of rod and flow strings special tools – protective covers are used. Having analyzed the existing protective cover structures it has been defined that their necessary function, instead of protecting from wear must be the ability to absorb the shocks of rod strings on flow strings.

To solve this problem a new protective cover design is proposed. The protective cover design provides for the absorption due to the shape of its structural elements – lobes. Applying the imitation modeling, a value of radial stress is defined; thread connection strength of rod strings is tested, and hydraulic loss value during fluid flow in flow strings while using the protective cover is defined.

Key words: pumping rod, flow string, protective cover, thread, stress, hydraulic resistance.

Вступ

Більше 70 % нафтових свердловин України оснащені штанговими свердловинними насосними установками (ШСНУ), за допомогою яких видобувається 50 % всієї нафти. Це пояснюється відносною простотою конструкції ШСНУ та їх зручністю у експлуатації.

Водночас, з практичного досвіду, мають місце численні відмови свердловинного обладнання ШСНУ, особливо колон насосних штанг

(НШ) та колон насосно-компресорних труб (НКТ), оскільки вони піддаються корозії і зношуванню та дії значних навантажень. Дуже часто при спуску в свердловину колона насосних штанг викривлюється, відтак у ході експлуатації найбільш зігнутими ділянками третя до колони насосно-компресорних труб. У результаті спрацювання матеріалу зменшується поперечний переріз насосної штанги, що призводить до її обриву. Тому найчастіше обрив від спра-

цювання спостерігається у викривлених штангах.

Для захисту колони насосних штанг від спрацювання використовують спеціальні протектори, що встановлюються як на тілі НШ, так і на насосній муфті. Під час проектування протекторів важливим є вибір матеріалу, конструкції, технології їх монтажу на штангу чи муфту, інтервалу розміщення на колоні.

Аналіз вітчизняних досліджень і публікацій

Сучасні тенденції розвитку нафтовидобувної галузі полягають у збільшенні обсягів буріння похило-скерованих свердловин. У процесі експлуатації таких свердловин штанговими насосними установками значно ускладнюються умови роботи колони насосних штанг та НКТ, що пов'язано з появою напружень згину в тілі штанг та зношуванням зовнішніх поверхонь з'єднувальних муфт і внутрішніх поверхонь НКТ. Ці явища найчастіше спостерігаються на викривлених ділянках свердловин. Оскільки більшість свердловин Прикарпаття мають складний профіль, то близько половини відмов елементів підземного обладнання відбувається через взаємне зношування муфт і НКТ [1, 2].

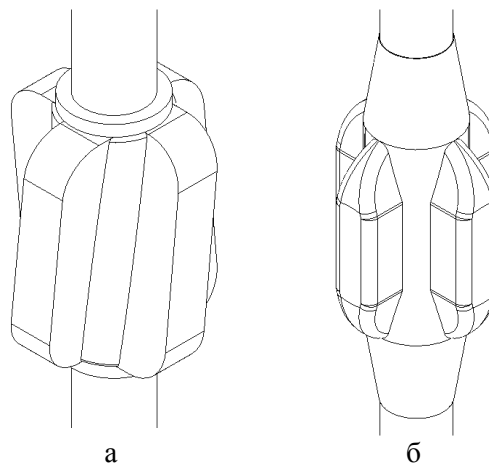
Зношування призводить до передчасних відмов: обриви колони штанг у тілі зношених муфт та порушення герметичності НКТ, і, як наслідок, до складних підземних ремонтів, збільшення витрат насосних штанг і НКТ та зниження видобутку нафти через вимушені простой. Крім того, напруження згину в тілі штанг зменшують опір корозійній втомі, прискорюють ріст корозійних тріщин і, таким чином, призводять до обриву КНШ і важких аварій. При великому куті викривлення стовбура свердловини стає можливим контактування насосних штанг з НКТ не тільки по муфті, але й по гладкій частині.

Для захисту колон насосних штанг та НКТ використовують спеціальні пристрої – центратори та протектори, що дає змогу зменшити величини напружень, які виникають внаслідок згину колон, а також зменшують нормальні сили, зумовлені тертям штанг до НКТ.

Протекторами для насосних штанг називають пристрої, які розміщують на колоні насосних штанг з метою захисту її елементів від спрацювання при терті до НКТ. При цьому вони додатково забезпечують зрізання парафіну з поверхонь НКТ і зменшення коефіцієнта тертя колони штанг до НКТ. Однак, існують конструкції протекторів призначених, здебільшого, для зрізання парафіну – шкребки-протектори, або для центрування, запобігання згину і зменшенню тертя – центратори. В залежності від призначення протектори і шкребки встановлюють в місцях інтенсивних смолисто-парафінових утворень, у викривлених місцях свердловини, місцях спрацювання колони штанг.

Протектори класичної конструкції [3] призначені для легких і середніх умов експлуатації. До цього типу відносяться: Straight Vane™ –

протектори з прямими лопатками, Positive Action Slant Vane™ (рис. 1а) – з похилими лопатками, в яких збільшена площа зрізання парафіну, Turbulence Breaker™ & Smooth Flow™ (рис. 1б) – протектори з малим гідродинамічним опором, які зменшують турбулентність потоку, а також Mort™ – гідродинамічний дизайн з похилими лопатками. Однак, надання протектору гідродинамічної конструкції призводить до збільшення витрати матеріалу, або зменшує його опір спрацюванню.



а – Slant Vane™, б – Turbulence Breaker™

Рисунок 1 – Протектори для легких умов роботи

Цією ж фірмою розроблена система Dual System™ для видалення парафіну, яка є комбінацією нерухомих протекторів і рухомих шкребок із зворотно-поступальним рухом. Шкребки очищують від парафіну поверхні штанги, а протектори – НКТ. Нейлоновий шкребок із зворотно-поступальним рухом (рис. 2) ефективно видаляє парафін з поверхні НКТ і насосних штанг. Спіральні канавки забезпечують достатнє перетікання рідини, виключають заїдання.

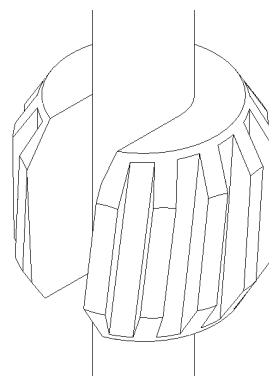
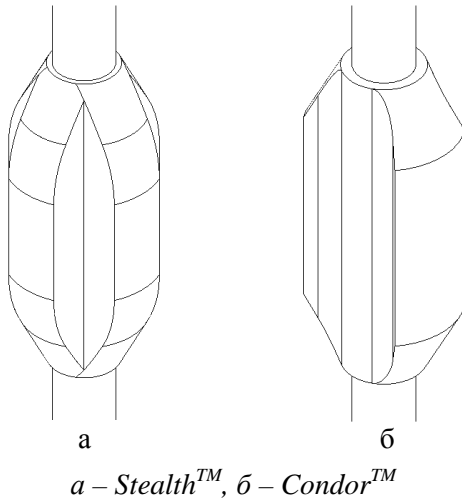


Рисунок 2 – Шкребок для системи Dual System™

Важливим є раціональне розміщення протекторів і шкребок на штангах. Як правило, протектори, які встановлюються на штанзі нерухомо, розміщують таким чином, щоб обмежити рух шкребка половиною ходу плунжера насоса [3, 4].

Протектори особливо стійкої до спрацювання конструкції мають більшу площу контактування з НКТ, що досягається застосуванням увігнутого профілю протектора Stealth™ (рис. 3 а), збільшенням довжини протектора Stealth XL™ і NETV™ або зміщенням лопаток по довжині Condor™ (рис. 3 б) та DoublePlus™, проте витрата матеріалу для них і ціна вища. Протектор NETV™ відрізняється, крім того, гідродинамічною конструкцією, що зменшує навантаження на колону штанг при ході вниз.



а – Stealth™, б – Condor™

Рисунок 3 – Протектори для важких умов роботи

Використовуючи напрямні Double Plus™ (рис. 4), досягають суттєвого зменшення ерозійного спрацювання напрямних насосних штанг. Вони характеризуються вдвічі більшою міцністю посадки на насосні штанги, полегшують перепуск рідини в порівнянні з будь-якою іншою чотирилопатевою напрямною (до 31 % в залежності від діаметра штанг), завдяки конструкції зі зміщеними лопатками, зменшують турбулентність потоку, знижують навантаження стиску на колону, дозволяють використовувати три напрямні замість шести звичайних на одну штангу.

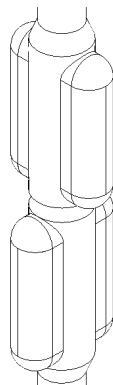


Рисунок 4 – Протектор-напрямна Double Plus™

Розробка ефективної конструкції протекторів з тілами кочення ускладнена високою їх вартістю. Однак, на цей час у світі розроблено

велику кількість таких протекторів, які встановлюють між з'єднувальними муфтами або замість муфт [3].

Мета роботи та обґрунтування необхідності її виконання

Мета роботи полягає у підвищенні терміну експлуатації насосних штанг шляхом розроблення нових конструкцій протекторів для їх захисту.

Завдання роботи:

1 Провести критичний аналіз існуючих конструкцій протекторів насосних штанг.

2 Розробити та дослідити нову конструкцію протектора насосних штанг:

- оцінити напружено-деформований стан нового протектора та різьбового з'єднання насосних штанг;

- визначити величину гідравлічних втрат під час руху флюїду у колоні НКТ у випадку використання протекторів.

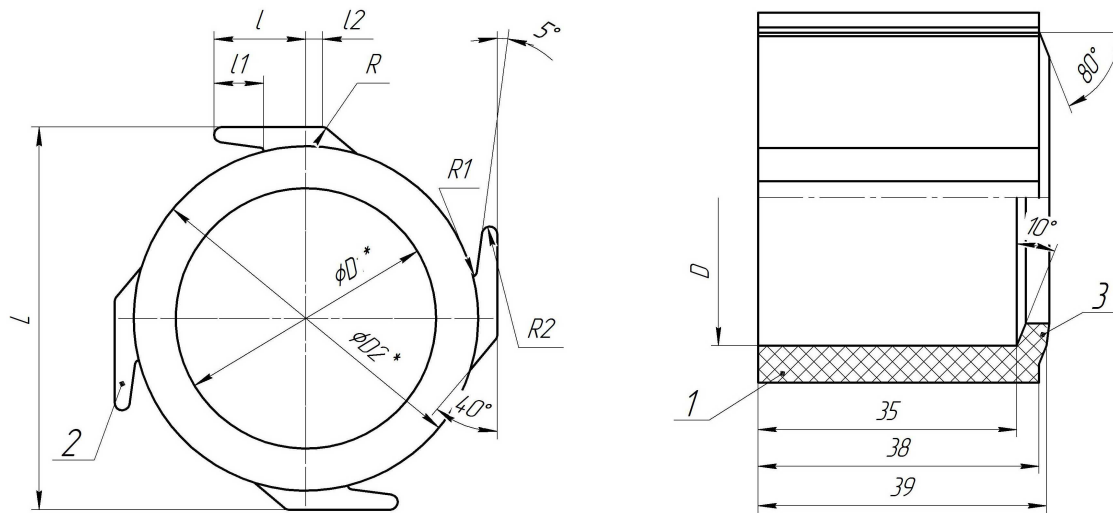
Викладення основного матеріалу

Під час проектування протекторів важливим є вибір їх матеріалу, конструкції, технології монтажу на штангу, інтервалу розміщення на колоні [4].

Конструкція протекторів повинна забезпечити: мінімальне спрацювання, необхідну поверхню тертя з НКТ для забезпечення заданої довговічності, безперешкодного проходження в НКТ, мінімальний гідродинамічний опір, посилення чи зменшення турбулентності потоку (в залежності від потреби), зменшення ерозії матеріалу, ефективно зрізання парафіну і малу витрату матеріалу при виготовленні, а також враховувати призначення, місце розташування, технологію монтажу на колону та міцність посадки на штанзі [3, 4].

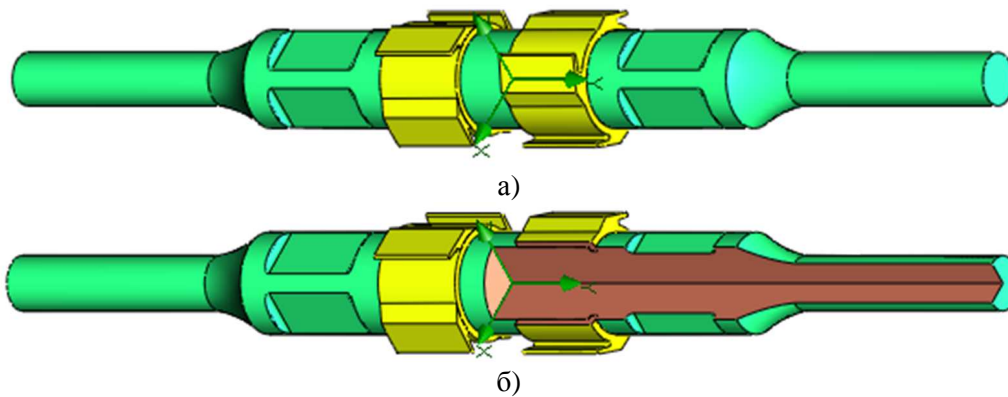
Однак, виходячи з огляду конструкцій протекторів та врахувавши їх переваги і недоліки, пропонується принципово нова конструкція протектора насосних штанг, яка дає можливість, окрім забезпечення захисту від спрацювання, амортизувати удари колони насосних штанг до колони НКТ.

Протектор (рис. 5) має циліндричний корпус 1 із повздовжніми ребрами 2 (пелюстками) на зовнішній поверхні і внутрішнім кільцевим виступом 3 на кінці [6]. Кільцевий виступ виконаний у вигляді тарільчастої пружини, а ребра – консольної пружини з загостреними кінцями і розташовані похило відносно осі корпусу. Протектор встановлюється на зовнішню поверхню штангової муфти, яка має проточку для розташування кільцевих виступів корпусу, після чого проводиться згинчування штанги з муфтою. При цьому кільцевий виступ деформується і повністю заповнює простір проточки на муфті, внаслідок чого забезпечується герметичність різьбового з'єднання. На рис. 6 зображено конструкцію розробленого протектора, встановленого на муфтовому з'єднанні насосної штанги.



1 – корпус; 2 – повздожні ребра; 3 – кільцевий виступ

Рисунок 5 – Конструкція розробленого протектора



а – тривимірна модель; б – тривимірна модель у розрізі

Рисунок 6 – Конструкція розробленого протектора, встановленого на муфтовому з'єднанні насосної штанги

Протектор працює таким чином. При зворотньо-поступальному русі колони насосних штанг протектор разом зі штангами рухається у колоні НКТ. При кожному ході штанг вгору і вниз у викривленій ділянці свердловини при згині колони насосних штанг протектор доторкається до стінок НКТ тільки двома загостреними кінцями консольних пружин, що зменшують силу тертя до стінок НКТ і площу зношування протектора. Протилежний нахил консольних пружин верхньої і нижньої частини корпусу забезпечує компенсацію гідравлічних зусиль на протектор у момент удару його до стінки НКТ за рахунок витіснення рідини з-під консольних пружин верхньої і нижньої частини корпусу у протилежні сторони. Крім того, за рахунок витіснення рідини з-під консольних пружин відбувається зменшення вібрації колони насосних штанг.

Протектор виготовляється із зносостійких пластмас групи поліамідів, оскільки це зменшує сили тертя і збільшує термін роботи протектора.

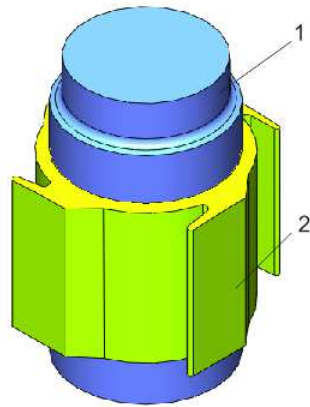
Оцінка напружено-деформованого стану нового протектора та різьбового з'єднання насосних штанг

З метою встановлення величини радіального зусилля, що може сприйматися пелюстками протектора, розроблено комп'ютерну модель фрагменту з'єднання колони насосних штанг (рис. 7).

Модель побудована у програмі SolidWorks, а саме дослідження виконано з допомогою методу кінцевих елементів у прикладному модулі Simulation.

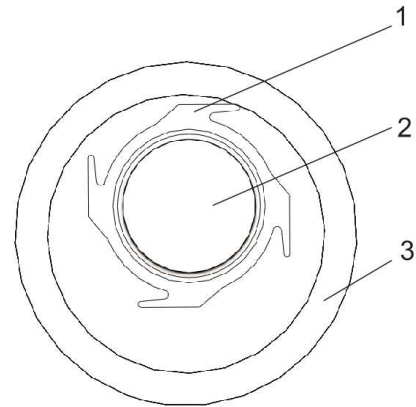
З метою зменшення часу на проведення розрахунку побудовано половину муфти та один протектор. Матеріалом для насосної штанги та муфти вибрана сталь 40Х, а для протектора призначено поліамід 66.

Далі наведено алгоритм розрахунку, а саме: на рис. 8 – схему взаємного розташування з'єднання колони насосних штанг 2 з встановленим протектором 1 у колоні НКТ 3; на рис. 9 – граничні умови; на рис. 10 – досліджувану модель з розбивкою на сітку кінцевих елементів.



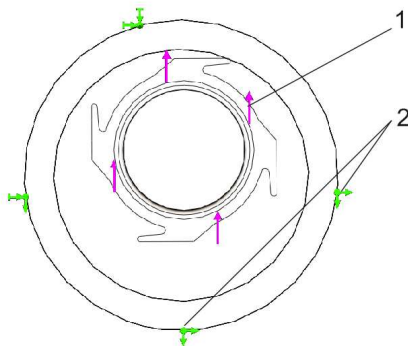
1 – фрагмент насосної штанги та муфти;
2 – протектор

Рисунок 7 – Комп’ютерна модель фрагменту з’єднання колони насосних штанг зі встановленим протектором для дослідження



1 – протектор; 2 – колона насосних штанг;
3 – НКТ

Рисунок 8 – Схема взаємного розташування з’єднання колони насосних штанг зі встановленим протектором у колоні НКТ



1 – навантаження; 2 – закріплення

Рисунок 9 – Розрахункова схема взаємодії розташування протектора із стінкою НКТ

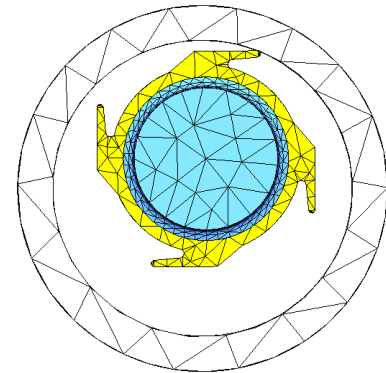


Рисунок 10 – Досліджувана модель з розбивкою на сітку кінцевих елементів

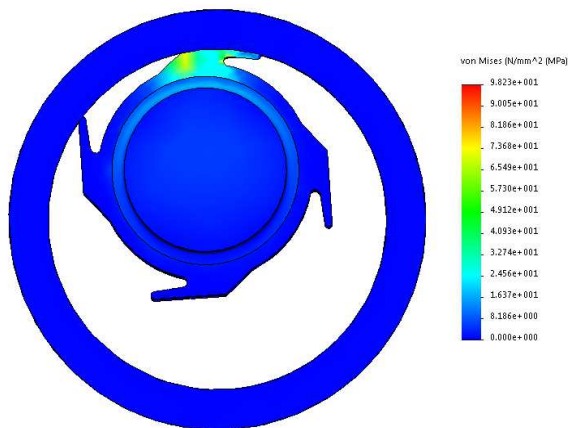


Рисунок 11 – Розподіл еквівалентних напружень у досліджуваній моделі

На рис. 11 зображено розподіл еквівалентних напружень, а на рис. 12 – переміщень у досліджуваній моделі.

Аналізуючи отримані результати розподілу еквівалентних напружень, можна стверджувати, що максимальні напруження згину у поєднувачих ребрах протектора становлять 98 МПа і є допустимими. При цьому навантажен-

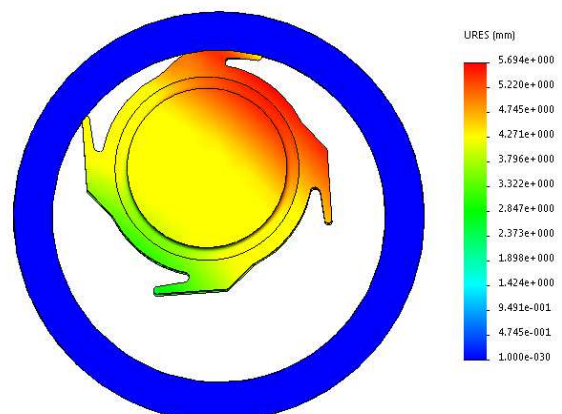


Рисунок 12 – Переміщення у досліджуваній моделі

ня, що прикладається до з’єднання насосних штанг у радіальному напрямку, є досить значним, і становить 6000 Н.

На практиці такі значення навантажень при нормальній роботі штангової насосної установки не виникають навіть у викривлених ділянках свердловини. Тому під дією менших навантажень протектор працюватиме значний час.

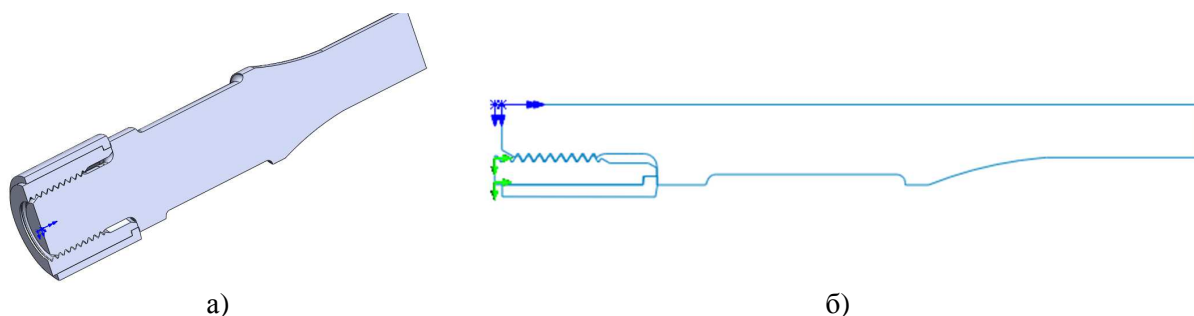


Рисунок 13 – Тривимірний модель з'єднання (а), з якої для розрахунку робимо осесиметричну (б)

Також з наведених результатів видно, що максимальне переміщення повздовжнього ребра протектора становить 5,7 мм.

У роботі також проведено дослідження напружено-деформованого стану різьбового з'єднання колони насосних штанг, оскільки при використанні протектора площа упорного торця муфти зменшується.

Оскільки деталі різьбового з'єднання всі є циліндричними, то імітаційне моделювання виконано у осесиметричній постановці (рис. 13).

Сітку кінцевих елементів досліджуваної моделі зображено на рис. 14. При створенні сітки застосовано елемент керування сіткою, а саме – на контактуючих поверхнях різьбового з'єднання сітку виконано менших розмірів у декілька разів порівняно із іншими елементами з'єднання.

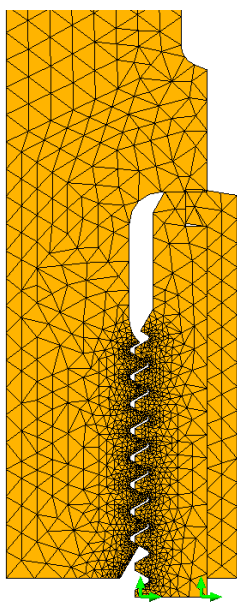


Рисунок 14 – Сітка кінцевих елементів досліджуваної моделі

Різьбове з'єднання насосних штанг піддалося дії тільки моменту згвинчування (170 Н). Отримані результати дослідження подані на рис. 15-18.

Отже, за результатами імітаційного моделювання встановлено, що зменшення площі контактування упорного торця муфти не впливає на розподіл еквівалентних напружень у різьбовому з'єднанні насосних штанг. Макси-

мальні напруження виникають у першій впадінні витків різьби ніпеля [7]). Зростає тільки значення контактної тиску у зоні контакту упорного торця муфти і бурта штанги, але не до критичного значення (384 МПа, що є меншим границі плинності матеріалу насосної муфти та штанги).

Визначення величини гідравлічних втрат (гідроопір) під час флюїду у колоні НКТ у випадку використання протекторів

Для визначення і порівняння величин гідравлічних втрат під час руху флюїду в кільцевому просторі між НКТ і колоною насосних штанг використано програму SolidWorks з прикладним модулем Flowsimulation. Вхідними даними для розрахунку прийнято: подачу плунжерного насоса, рівною 60 м³/добу (0,00069 м³/с), напір насоса – 1500 м, (діаметр насоса становить 57 мм, довжина ходу плунжера – 2,8 м, частота ходів у хвилину – 12).

Для проведення імітаційного моделювання побудовано тримірну модель з'єднання насосних штанг (типорозмір штанг - 19 мм), розміщену у НКТ діаметром 89 мм. У ході моделювання досліджено з'єднання насосних штанг як зі встановленим на ньому захисним протектором, так і без нього. На рис. 19 показано побудовані тривимірні моделі, а на рис. 20 – граничні умови.

Також при моделюванні враховано шорсткість поверхонь, з якими під час руху контактує флюїд.

На рис. 21 і 22 зображено результати імітаційного моделювання, а саме розподіл швидкості та тиску у поперечному перерізі моделі.

Отже, згідно рис. 14 більша швидкість руху флюїду спостерігається у моделі, де використовується захисний протектор (0,478 м/с). У моделі без протектора швидкість становить 0,433 м/с. Це пояснюється зменшенням площі поперечного перерізу потоку флюїду.

Згідно з результатами, поданими на рис. 15 під час руху у моделі з протектором гідравлічний опір становить 221 Па, а у моделі без протектора – 190 Па.

Зважаючи на ці результати, можна зробити висновок, що використання захисного протектора, встановленого на муфті насосної штанги, не створює великого гідравлічного опору, тобто не сприяє значному зростанню енергетичних затрат на видобування флюїду.

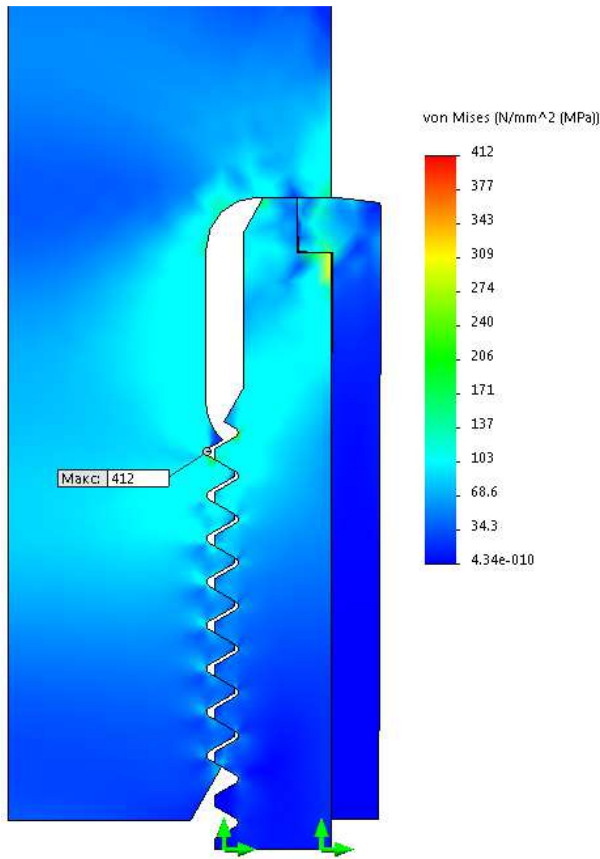


Рисунок 15 – Розподіл еквівалентних напружень у досліджуваній моделі

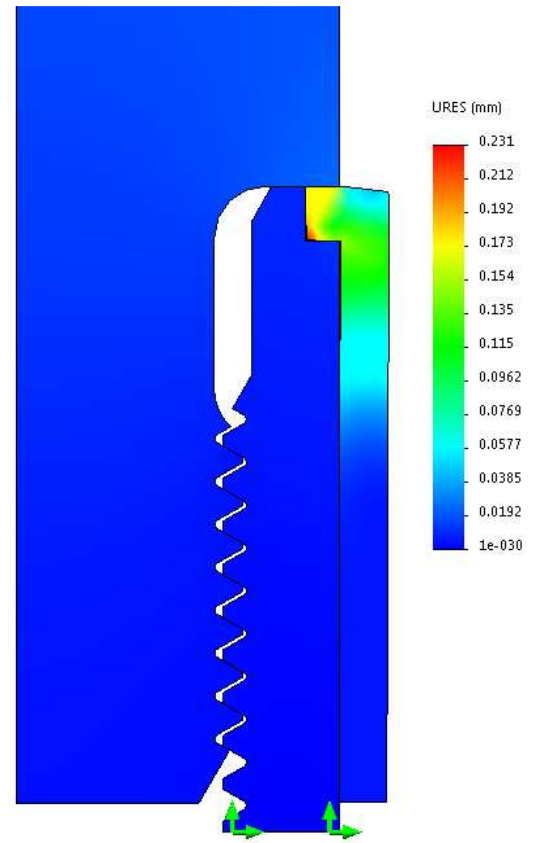


Рисунок 16 – Переміщення у досліджуваній моделі

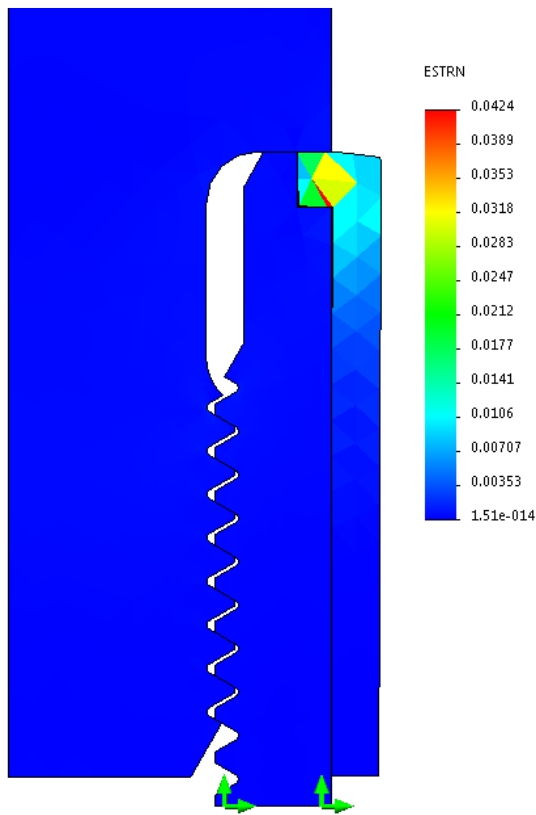


Рисунок 17 – Деформація досліджуваної моделі

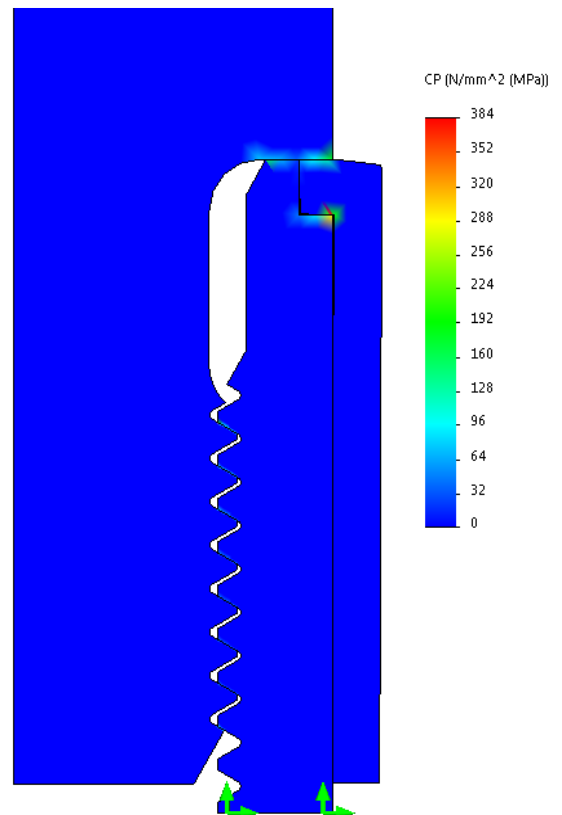
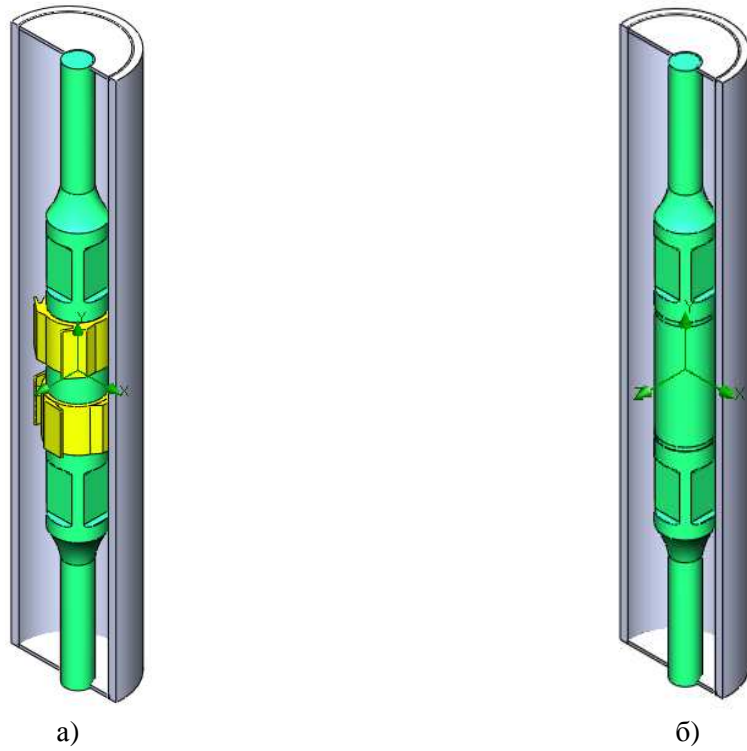
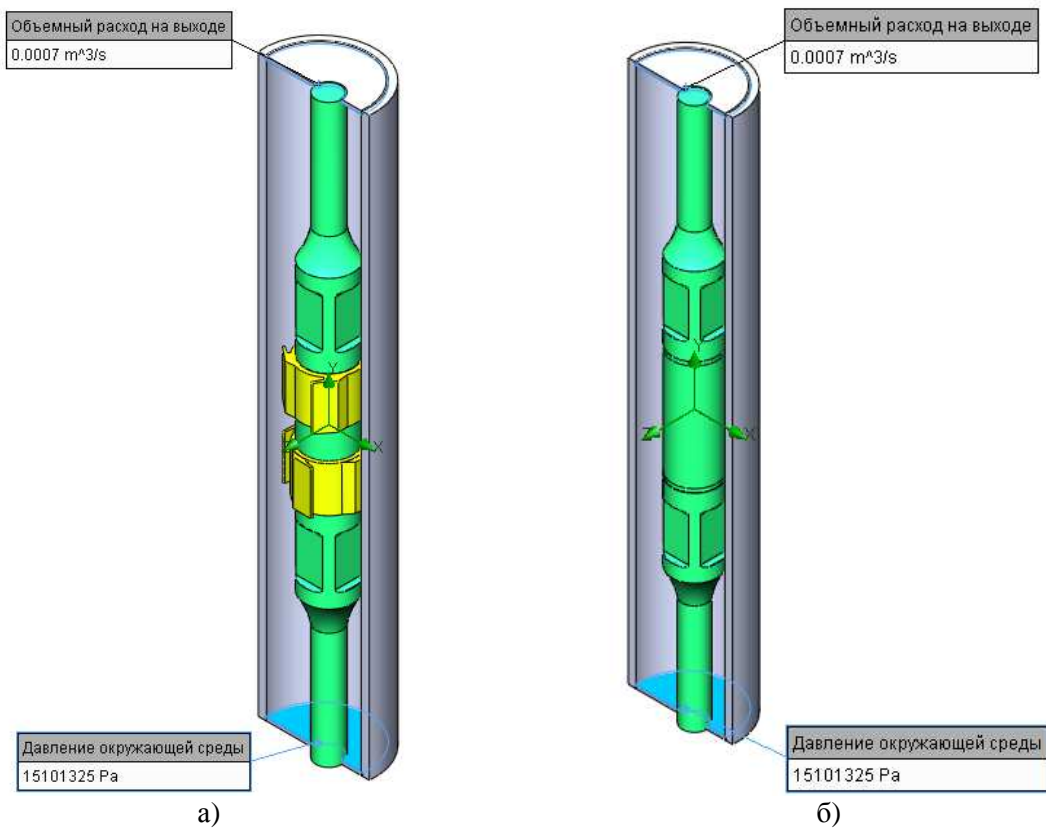


Рисунок 18 – Розподіл контактної тиску у досліджуваній моделі



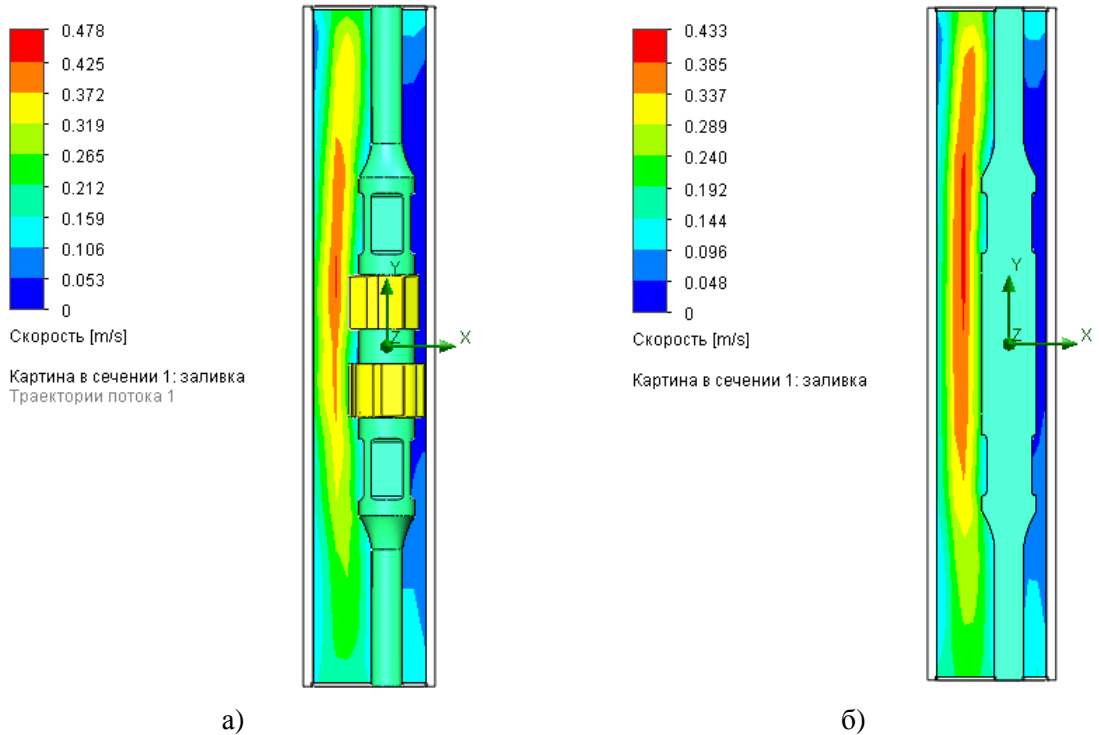
а – з'єднання насосних штанг зі встановленим на ньому захисним протектором;
б – з'єднання насосних штанг без захисного протектора

Рисунок 19 – Тривимірні моделі для дослідження



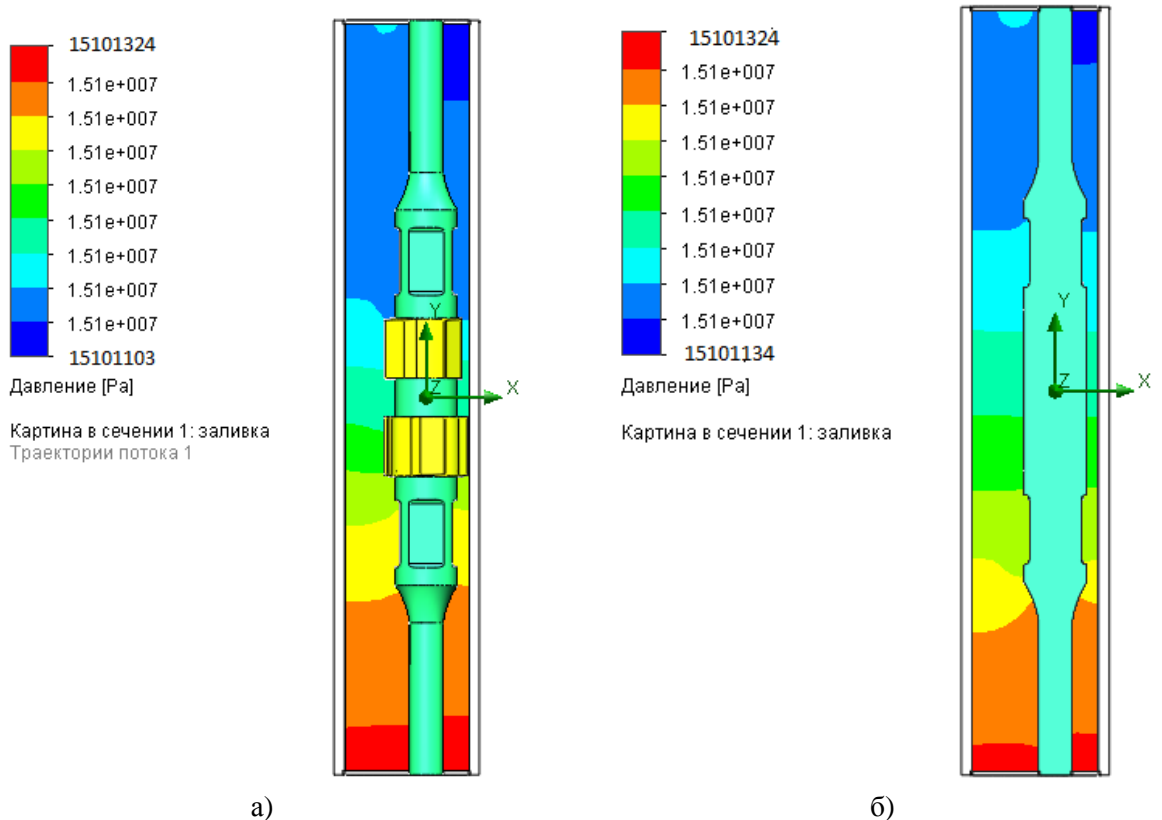
а – з'єднання насосних штанг з встановленим на ньому захисним протектором;
б – з'єднання насосних штанг без захисного протектора

Рисунок 20 – Граничні умови моделі



*а – з'єднання насосних штанг зі встановленим на ньому захисним протектором;
б – з'єднання насосних штанг без захисного протектора*

Рисунок 21 – Розподіл швидкості у поперечному перерізі моделі



*а – з'єднання насосних штанг з встановленим на ньому захисним протектором;
б – з'єднання насосних штанг без захисного протектора*

Рисунок 22 – Розподіл тиску у поперечному перерізі моделі

Висновки

У результаті проведених досліджень встановлено, що запропонована конструкція протектора насосних штанг відповідає їх найважчим умовам експлуатації.

Зміни у геометрії насосної муфти, а саме зменшення площі її упорного торця, не змінюють розподілу напружень, тобто максимальні їх величини концентруються у першій впадині витка різьби ніпеля.

Геометрія протектора при русі флюїду незначно збільшує величину гідравлічного опору порівняно із використанням муфти без протектора.

Отже, з метою підвищення терміну експлуатації колони насосно-компресорних труб та колони насосних штанг запропонована конструкція протектора може бути рекомендована до використання у нафтовій промисловості.

Література

1 Копей Б.В. Анализ отказов и определенные параметров надежности насосных штанг по НГДУ "Долинанефтегаз" // НТИС ВНИИОЭНГ. – Сер. Защита от коррозии и охрана окружающей среды. – 1992. – № 5. – С. 7-10.

2 Пушкар П.В. Аналіз відмов колон насосних штанг в НГВУ "Надвірнанафтогаз" // Пушкар П.В., Павлюк Я.Ю., Матвійшин Т.Б., Артим В.І. // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2006. – № 1. – С. 116-120.

3 Копей Б.В. Насосні штанги свердловинних установок для видобування нафти: монографія / Копей Б.В., Копей В.Б., Копей І.Б. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2009. – 406 с.

4 Копей Б.В. Обладнання для попередження відкладень асфальтосмолистих речовин, парафіну та піску: монографія / Б.В. Копей, О.О. Кузьмін, С.Ю. Онищук // Серія «Нафтогазове обладнання», том 3. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2014. – 216 с.

5 Молчанов Г.В. Машины и оборудование для добычи нефти и газа; учебник для вузов / Молчанов Г.В., Молчанов А.Г. – М.: Недра, 1984. – 464 с.

6 А.с. 1448024 СССР, МКИ Е 21 В 17/10. Протектор для насосных штанг / И.Я. Петранюк, Ю.С. Сычев, Б.С. Петровский, Я.Т. Федорович, В.А. Петрыняк. – Опубл. 30.12.88, Бюл. № 48.

7 Биргер И.А. Резьбовые и фланцевые соединения / Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
22.02.17*

*Рекомендована до друку
професором Івасівим В.М.
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
канд. техн. наук Онищуком С.Ю.
(ПП «Група БРАСС», м. Івано-Франківськ)*

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ УСТАТКУВАННЯ ДЛЯ ГІДРОАБРАЗИВНОГО ВІДРІЗАННЯ ОБЛАДНАННЯ З ФОНТАНУЮЧОЇ СВЕРДЛОВИНИ

І.В. Добровольський, М.М. Лях, Н.В. Федоляк, Т.М. Яцишин

*ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727101,
e-mail: no@nupg.edu.ua*

Дослідження технічних показників устаткування для гідроабразивного відрізання обладнання з фонтануючої нафтогазової свердловини виконується з метою можливості проведення надійного, оперативно-го демонтажу пошкодженого гирлового обладнання. Дослідження проводяться на прикладі експлуатаційної нафтогазової свердловини, де виникла аварія – відкритий фонтан. Вибрані методи дослідження – це системний аналіз експлуатаційних параметрів та математичне і комп'ютерне моделювання. Результати даних досліджень є основою для проектування, виготовлення та подальших експериментальних і промислових досліджень устаткування для гідроабразивного відрізання обладнання з фонтануючої свердловини. Створення високоефективного устаткування для демонтажу пошкодженого обладнання забезпечить значне прискорення ліквідації складних техногенних аварій – відкритих нафтогазових фонтанів.

Ключові слова: ліквідація нафтогазових фонтанів, відкритий фонтан, гирлове обладнання, труба головки, гідроабразивна установка, гідроабразивне різання.

Исследование технических показателей оборудования для гидроабразивного отрезания оборудования с фонтанирующей нефтегазовой скважины выполняется с целью возможности проведения надежного, оперативного демонтажа поврежденного устьевого оборудования. Исследования проводятся на примере эксплуатационной нефтегазовой скважины, где произошла авария - открытый фонтан. Избранные методы исследования - это системный анализ эксплуатационных параметров, математическое и компьютерное моделирование. Результаты данных исследований являются основой для проектирования, изготовления и дальнейших экспериментальных и промышленных исследований оборудования для гидроабразивного отрезания оборудования с фонтанирующей скважины. Создание высокоэффективного оборудования для демонтажа поврежденного оборудования обеспечит значительное ускорение ликвидации сложных техногенных аварий - открытых нефтегазовых фонтанов.

Ключевые слова: ликвидация нефтегазовых фонтанов, открытый фонтан, устьевое оборудование, трубная головка, гидроабразивная установка, гидроабразивное резание.

The research of the equipment technical characteristics for a tool hydroabrasive cutting-off from a flowing well is aimed at conducting a safe and effective teardown of the defected well head equipment. The research is carried out in terms of the working oil and gas well, where there has been an accident – an open flow. The choice of the research methods is a systemic analysis of performance parameters, the mathematical and computer modeling. The research results are the basis for engineering, production and further research of equipment for a tool hydroabrasive cutting-off from a flowing well. The development of highly efficient equipment for a teardown of the defected tools provides for fast liquidation of accidents, i.e. open flows.

Key words: liquidation of a flowing well, open flow, well head equipment, casing head, hydroabrasive equipment, hydroabrasive cutting-off.

Вступ. Під час будівництва, експлуатації та капітального ремонту свердловини внаслідок різних чинників трапляються складні техногенні аварії – відкриті нафтогазові фонтани, які потребують для ліквідації великих матеріальних витрат, надлюдських зусиль, що ускладнюють діяльність бурових, газовидобувних підприємств, а також промислових, сільськогосподарських господарств, населених пунктів, які розташовані поблизу аварії.

Процес ліквідації відкритого фонтану можна поділити на етапи:

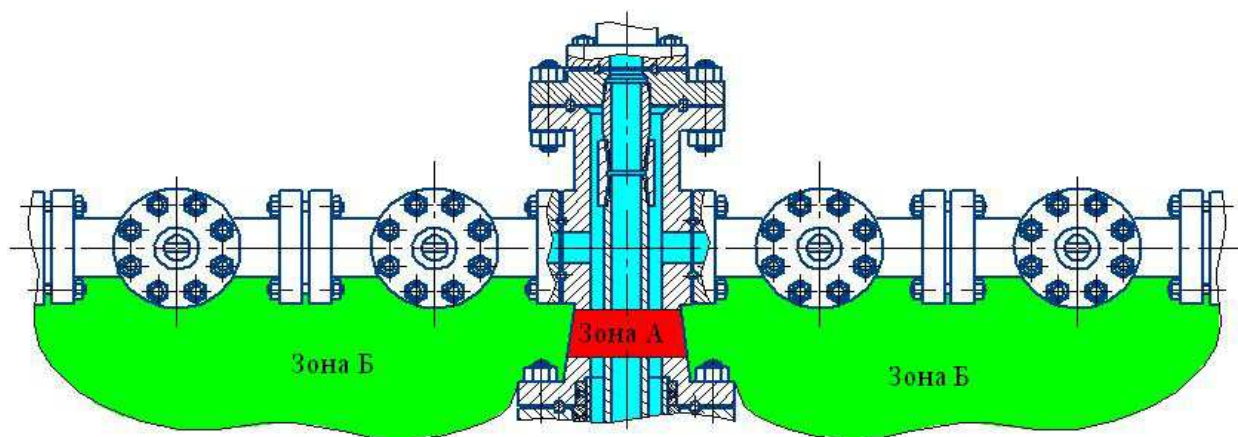
- локалізація відкритого полум'я;
- забирання зруйнованого обладнання з гирла фонтануючої свердловини;
- демонтаж пошкодженого гирлового обладнання для створення компактного струменю фонтанування;
- наведення нового спеціального гирлового обладнання;

- глушіння свердловини.

Локалізація відкритого полум'я – роботи по локалізації фонтану як пожежі, для зберігання флори та фауни (лісів, лісопосадок, полів з різними культурними рослинами). Для проведення даного етапу ліквідації фонтану проводять оброблення місця аварії, постійне зрошення водою обладнання, яке знаходиться в полум'ї, та зораного ґрунту.

Забирання зруйнованого обладнання з гирла фонтануючої свердловини – роботи, які проводять для очищення гирла фонтануючої свердловини від залишків обладнання, що було зруйновано внаслідок дії відкритого полум'я та дії тиску з свердловини.

Демонтаж пошкодженого гирлового обладнання для створення компактного струменю фонтанування – роботи які можна віднести до робіт підвищеної складності, оскільки даний вид робіт в основному проводиться в умовах



зона А – місце відрізання трубної головки;
зона Б – простір для розміщення ріжучого інструменту

Рисунок 1 – Місце відрізання трубної головки

відкритого полум'я, або в умовах вибухонебезпечного середовища. Для створення компактною струмені необхідно зруйнувати гирлове обладнання у визначеному місці, з метою виключення розпилювання полум'я на гирлі свердловини, та для отримання можливості проведення подальших робіт на гирлі фонтануючої свердловини.

Наведення нового спеціального гирлового обладнання – проводиться на базу існуючого гирлового обладнання за умов його цілісності, або на штучно створену базу.

Глушіння свердловини – комплекс операцій для заповнення свердловини технологічною рідиною, густина якої створює гідростатичний тиск на вибій у свердловині і перевищує тиск газу в продуктивному пласті, тим самим перешкоджає виділенню газу з пласта у свердловину.

Постановка задачі та вибір методів дослідження. Кожен з етапів ліквідації фонтану є невід'ємною і досить відповідальною стадією ліквідації аварії в цілому, але найбільш складним, визначальним, небезпечним етапом є демонтаж пошкодженого гирлового обладнання для створення компактною струмені фонтанування. Тому в даній статті наводяться основні дослідження технічних показників устаткування для гідроабразивного відрізання пошкодженого обладнання з фонтануючої свердловини.

Дослідження проводяться на прикладі експлуатаційної нафтогазової свердловини, де виникла аварія – відкритий фонтан. Вибрані методи дослідження – це системний аналіз експлуатаційних параметрів та математичне і комп'ютерне моделювання.

Для ліквідації аварії необхідно демонтувати всі засувки фонтанної арматури, які знаходяться у відкритому полум'ї, або демонтувати трубку головку [1, 2].

Всі роботи з демонтажу пошкодженого обладнання необхідно проводити таким чином, щоб забезпечити цілісність базового фланця, на який буде встановлено аварійне гирлове обладнання [3-7].

Відгвинчування будь-яких гайок на гирлі фонтануючої свердловини абсолютно неможливе, тобто необхідно дистанційно, без присутності людини виконати відрізання трубної головки.

Місце відрізання трубної головки вибирається таким чином, щоб відразу відсікти фонтанування по трубному і затрубному просторах, тобто під боковими відводами трубної головки (зона А), як показано на рис. 1.

Для збільшення простору для розміщення ріжучого інструменту (рис. 1, зона Б) штурвали засувок на трубній головці демонтують механічним зриванням [8].

Для подачі виконавчого органу ріжучого пристрою до гирла розпиленою фонтануючої свердловини, без присутності працівників на гирлі, можливо виділити наступне обладнання [9-12]:

- дистанційна стріла для подачі до гирла виконавчого органу;
- ріжучий пристрій для відрізання гирлового обладнання;
- навісне обладнання для розтягування зруйнованого обладнання.

Дистанційна стріла. З метою безпечної подачі виконавчого органу на безпечній відстані до аварійної свердловини існують різні конструкції дистанційних стріл:

Консольна дистанційна стріла Boot&Coots Servises використовується для подачі різноманітного навісного обладнання (різак, гак, лопата) до гирла аварійної свердловини з метою відрізання, відривання та відтягування зруйнованих елементів гирлового обладнання.

Комбінована стріла до КП-25, яка складається з двох окремих стріл: консольної стріли для подачі виконавчого органу (гака) для відриву штурвалів та розтягування зруйнованого гирлового обладнання; стріла з упором на гирлове обладнання використовується для подачі ріжучого пристрою в зону різання.

Конструкція стріли Boot&Coots Servises має деяку універсалізацію, однією стрілою проводиться і демонтаж зруйнованого обладнання,



Рисунок 2 – Класифікація установок різання гирлового обладнання

і подача ріжучого пристрою в зону різання. Дана універсализація досить негативно впливає на якість виконання кожної операції, а саме стріла має призматичний упор, який є нерухомим, тобто для упору стріли в гирлове обладнання необхідно подати всю стрілу вперед, що є досить складною операцією враховуючи значну довжину стріли і опорного лафету і складні умови позиціонування в наслідок відкритого полум'я і постійного зрощення.

Конструкція комбінованої стріли до КП-25 має дві незалежних окремо функціональних стріли: одна для розтягування, інша - для подачі ріжучого пристрою.

З метою створення жорсткої конструкції стріли на КП-25 з призматичним упором, а саме мінімізації вільного переміщення різачка внаслідок реактивних сил від дії гідравлічного струменя, стріла оснащена призматичним упором, який є рухомий в осьовому напрямку і переміщається незалежно від стріли.

Консольна стріла в даній конструкції служить проміжною додатковою опорою, яка за допомогою тяги підтримує дистанційну стрілу з упором у середній частині (в центрі мас), внаслідок чого підвищується точність позиціонування ріжучого пристрою і призматичного упору [12, 20]. Після закінчення позиціонування призматичний упор переміщається до гирлового обладнання, створюючи жорстку конструкцію між аварійним гирлом та тяговим механізмом.

Ріжучий пристрій для відрізання гирлового обладнання. На даний час протифонтанними службами світу розроблені різні конструкції гідроабразивних ріжучих пристроїв, за допомогою яких є можливість провести відрізання гирлового обладнання при ліквідації відкритого фонтану [13-15].

Класифікація ріжучих пристроїв по конструктивному виконанню представлена на рис. 2.

Принципові схеми різання гирлового обладнання наведені на рис. 3.

Елемент гирлового обладнання, який необхідно розрізати з метою отримання компактного фонтанування представляє собою двошарову сендвіч-конструкцію з концентрично розміщених циліндричних деталей (рис. 4, зони 3, 5, 6, 7).

Умовно можливо виділити вісім зон різання даного об'єкта (рис. 4):

- зона 1 – зарізання;
- зона 2 – прорізання максимальної товщини стінки корпусу;
- зона 3 – прорізання стінки шийки (сендвіч-конструкція другого рівня);
- зона 4 – оптимального різання;
- зона 5 – початок різання НКТ (сендвіч-конструкція другого рівня);
- зона 6 – прорізання стінки НКТ (сендвіч-конструкція третього рівня);
- зона 7 – оптимальне різання основного тіла та НКТ (сендвіч-конструкція другого рівня);
- зона 8 – віддалення від зони різання;
- зона 9 – пересічення струменів.

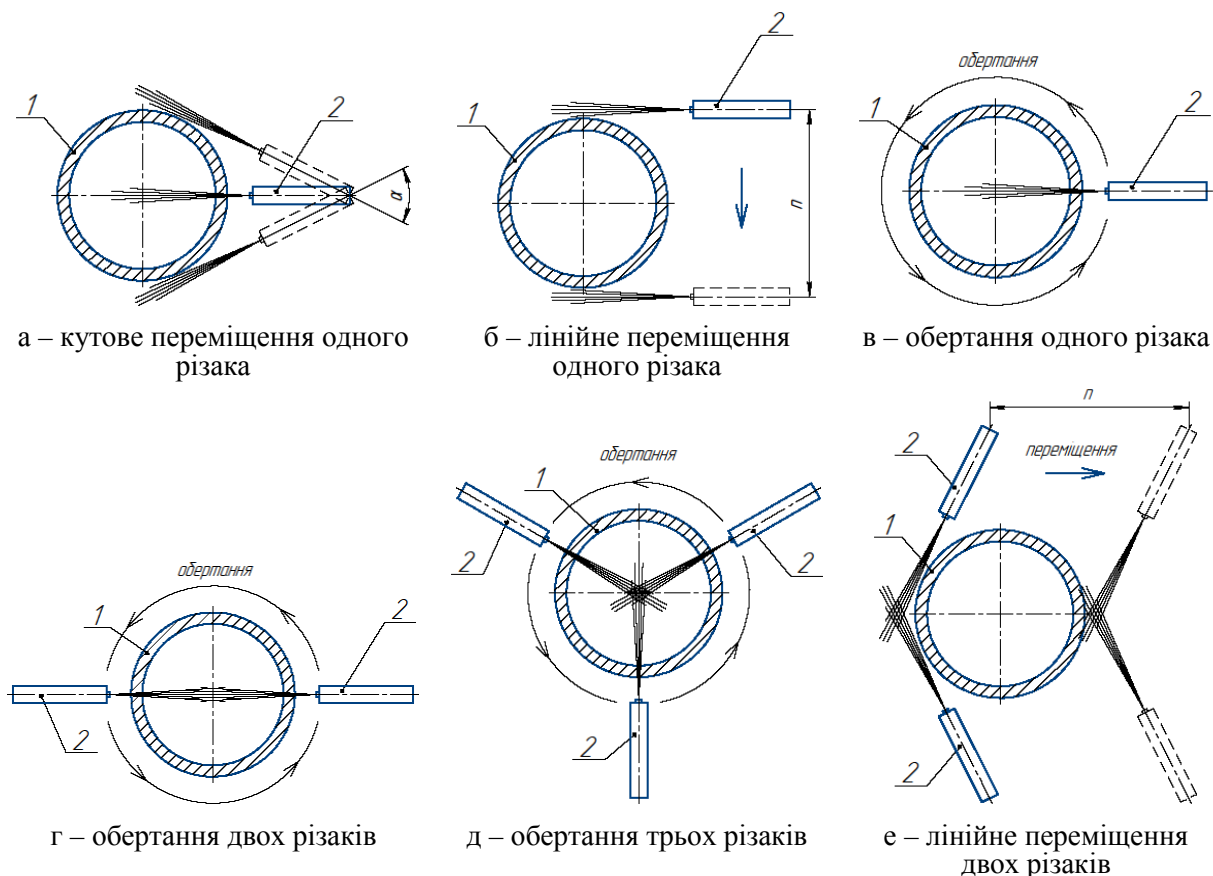


Рисунок 3 – Принципові схеми різання гирлового обладнання

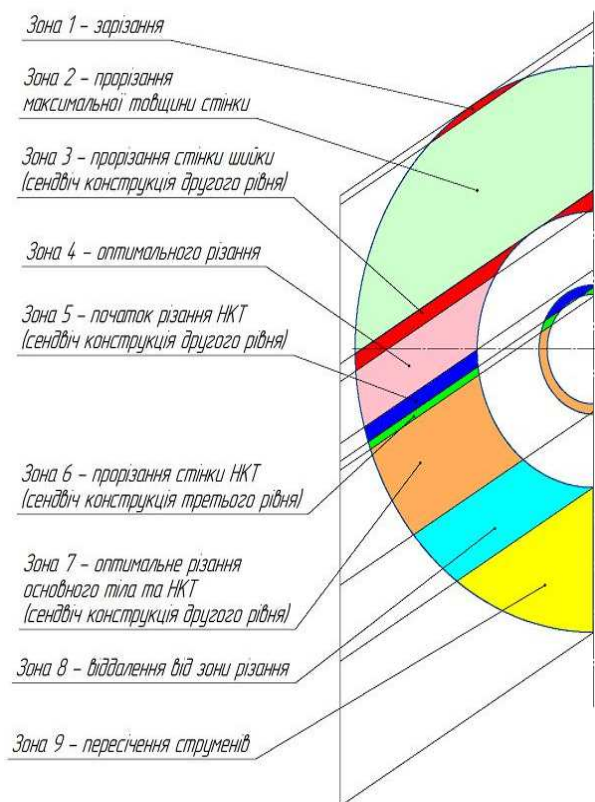


Рисунок 4 – Зони різання гирлового обладнання

Час різання різних зон можливо визначити емпіричним шляхом під час проведення практичних дослідів.

Також необхідно виділити ряд умов різання даної конструкції, які суттєво впливають на процес відрізання конструкції в цілому:

зміна відстані від ріжучої головки до місця різання.

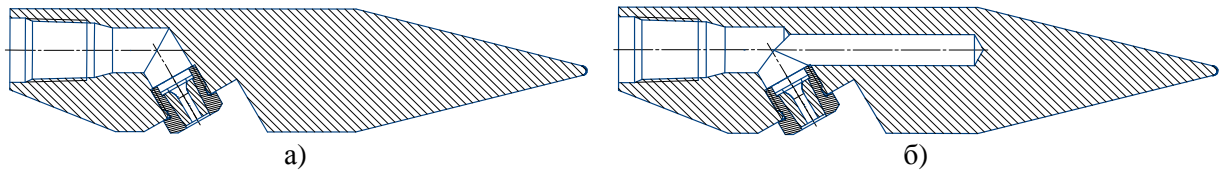
зміна товщини металу, що різеться.

багатошаровість матеріалу (сендвіч-конструкція другого та третього рівня).

Головною задачею відрізання даної складної форми є те, що операція повинна бути проведена за один прохід, і наприклад, якщо не буде відрізана колона НКТ в середині, а тіло колонної головки буде відрізано повністю, то під вагою НКТ усе гирлове обладнання переміститься донизу на величину різів, і все гирлове обладнання залишиться на місці. При цьому ситуація на гирлі буде значно ускладнена внаслідок розпиленого кільцевого виходу газу з утвореної щілини.

При проведенні робіт з відрізання гирлового обладнання можливо застосовувати різні конструкції гідропіскоструминних ріжучих пристроїв, а саме:

- ріжучий пристрій з прямими трубами, який оснащений різаківом гідроабразивним прямим (рис. 5,а) та різаківом гідроабразивним прямим з буферною камерою (рис. 5,б);
- ріжучий пристрій з гнучими трубами (рис. 6).



а) – без буферної камери; б) – з буферною камерою
Рисунок 5 – Різак гідроабразивний прямий

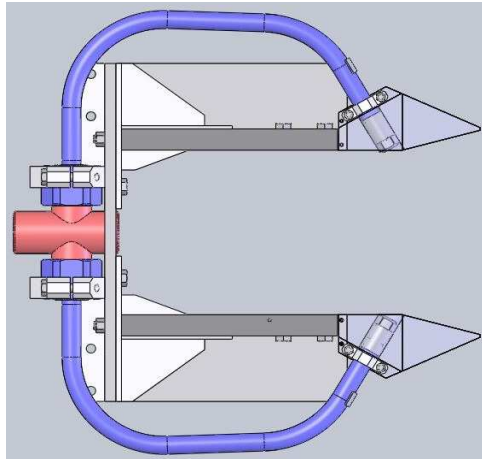
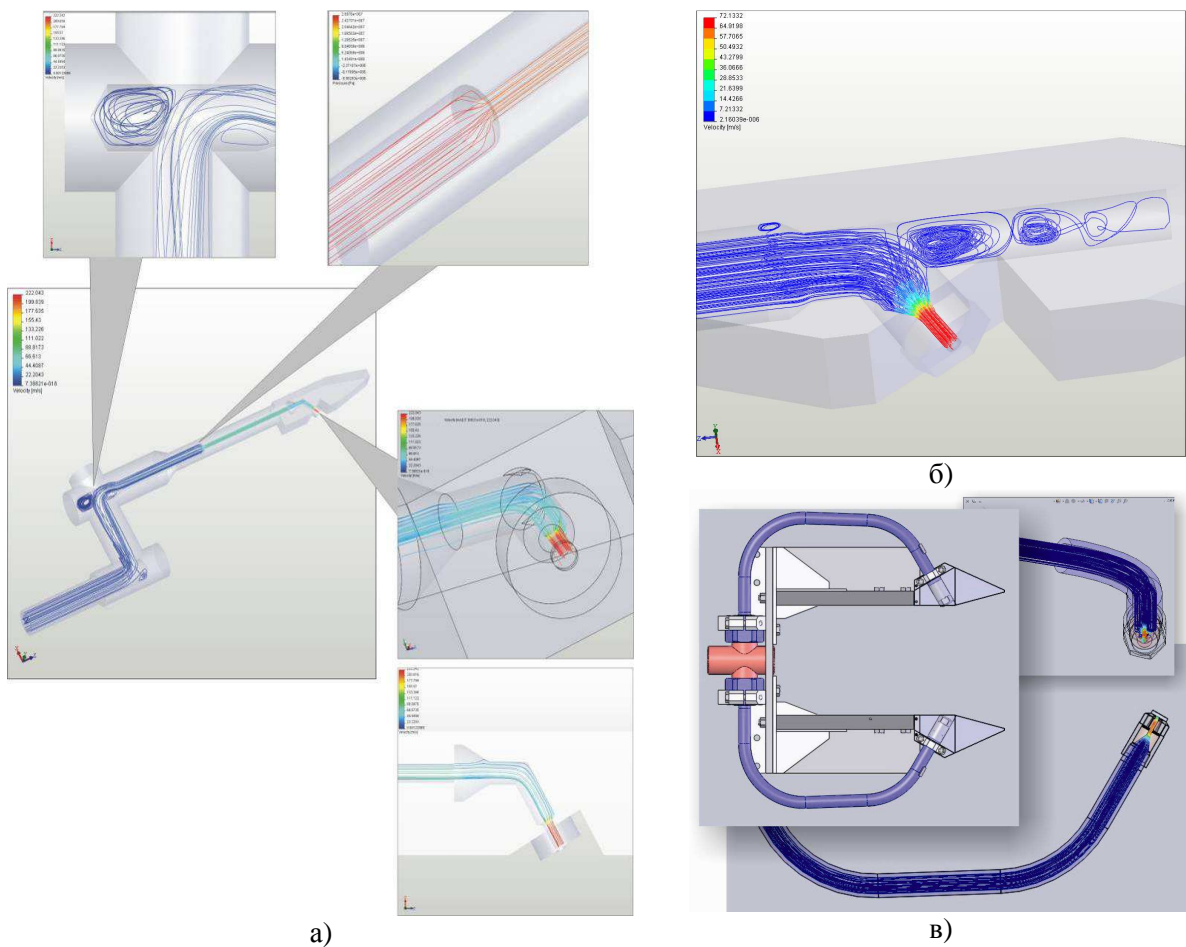


Рисунок 6 – Ріжучий пристрій з гнучими трубами

Основним слабким місцем гідроабразивного ріжучого пристрою є його розмивання, яке переважно проходить в двох зонах:

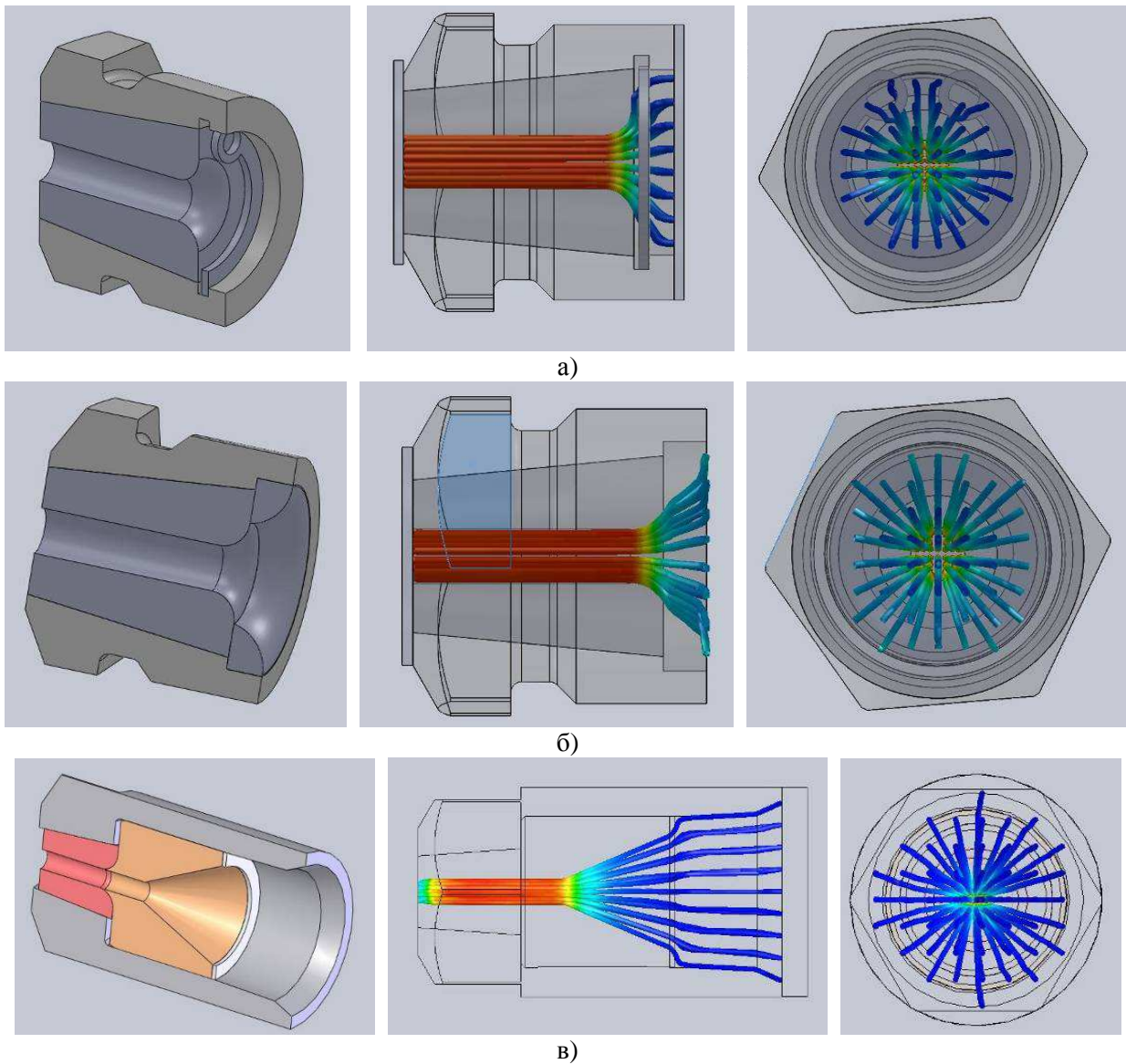
- на різноманітних місцевих гідравлічних опорах (повороти, звуження, розширення);
- на гідромоніторних насадках.

Для аналізу гідроабразивного розмивання внутрішнього каналу ріжучих пристроїв було проведено порівняльний гідродинамічний розрахунок потоку водо-піщаної суміші в вищезначених пристроях з використанням сучасного розрахункового модуля FloXpress системи твердотільного параметричного моделювання SolidWorks. Розрахунки наглядно зображують місця утворення зон завихрення, що під час роботи приведе до гідроабразивного розмивання даної зони. Результати розрахунків наведені на рис. 7.



а) – в ріжучому пристрої з прямими трубами; б) – в гідроабразивному різачу з буферною камерою; в) – у гідроабразивному ріжучому пристрої з гнучими трубами

Рисунок 7 – Гідродинамічний розрахунок потоку рідини в гідроабразивному різачу



а - насадка з стопорним кільцем; б - насадка з коніодальним направляючим кільцем;
в - насадка з направляючим конусом

Рисунок 8 – Схеми конструктивних виконань насадок

Для аналізу гідроабразивного розмивання внутрішнього каналу насадок було проведено порівняльний гідродинамічний розрахунок потоку водо-піщаної суміші в трьох видах насадок:

- з стопорним кільцем (рис. 8, а);
- з коніодальним направляючим кільцем (рис. 8, б);
- з направляючим конусом (рис. 8, в).

Моделювання гідравлічних потоків проводилось також з використанням розрахункового модуля FloXpress системи твердотільного параметричного моделювання SolidWorks.

Розрахунки наглядно відображують місця утворення зон завихрення, що під час роботи приведе до гідроабразивного розмивання даної зони. Результати розрахунків наведені на рис. 8.

Теоретичні дослідження параметрів і режимів роботи різача для отримання максимальної можливої ефективності різання.

Тиск різання. Процес гідрорізання можливий у випадку, коли тиск струменю на одиницю площі поверхні різання перевищує границю міцності матеріалу, що обробляється [16].

При рівних умовах подальше підвищення тиску струменю рідини (за рахунок підвищення її кінетичної енергії) приведе до можливості збільшення товщини матеріалу, що розрізається.

Тиск P_c , а потім і сили P_n , які створюються струменем робочої рідини на поверхні контакту з заготовкою, яка обробляється, можливо визначити за формулами:

$$P_c = (0,5 + e) \times 10^{-6} \times r \times V_c^2, \text{ МПа}, \quad (1)$$

$$P_n = (0,5 + e) \times 10^{-6} \times r \times j \times f_c \times V_c^2, \text{ Н}, \quad (2)$$

де P_c – тиск струмені рідини на поверхні матеріалу, що обробляється;

e – коефіцієнт стиснення струменю, залежить від профілю отвору сопла (при коноїдальному $e \gg 1$);

γ – щільність робочої рідини;

V_c – швидкість струменю робочої рідини, що витікає з сопла;

j – коефіцієнт, що враховує ефект розтікання струменю і зміну швидкості струменю у міру віддалення її від сопла ($j = 0,92 \dots 0,96$);

f_c – площа поперечного сечення вихідного отвору сопла.

Швидкість струменю робочої рідини, що витікає з сопла V_c залежить від тиску $V_c = f(p)$.

В [16] для визначення V_c приводиться емпірична формула, яка запропонована Л.Ф. Верещагіним:

$$V_c = 44\sqrt{p}. \quad (3)$$

Вона ґрунтується на даних про стискуваність рідини і за Бриджменом, щільність для всіх точок струменя прийнята незмінною, яка рівна щільності води, а коефіцієнт швидкості рівний одиниці. Там же дані залежності, перша з яких може бути використана для визначення максимального значення сили дії струменю P_{\max} при різних параметрах витікання, яка отримана в результаті математичної обробки експериментальних даних:

$$P_{\max} = 120 \left(\frac{P}{100} \right)^{1,15} \cdot d_c^{1,75}, \quad (4)$$

а друга, отримана в результаті досліджень для визначення впливу різних технологічних параметрів на силу різання P_z :

$$P_z = 162 \left(\frac{P}{100} \right)^{-1,27} \cdot d_c^{2,05} \cdot h^{1,1} \left(\frac{\sigma_p}{100} \right)^{0,5} \cdot S^{0,93}, \quad (5)$$

де d_c – діаметр отвору сопла;

h – товщина металу, що розрізається;

σ_p – границя міцності матеріалу на розтяг;

S – подача гідроабразивної суміші.

Форма і діаметр вихідного отвору сопла впливають на якість водяного струменю і її компактність [17]. Із формули (2) видно, що при рівних умовах роботи збільшення f_c і, отже, діаметра вихідного перерізу сопла приводить до збільшення P_n . Ця обставина дозволяє констатувати, що при заданих умовах роботи за рахунок збільшення діаметра вихідного отвору сопла можливо розрізати і більш товсті матеріали, але в цьому випадку площа контакту струменю з металом збільшиться та буде збільшена сила P_n , що діє на більшу площу, і при цьому тиск на одиницю площі не зміниться. Збільшення діаметра сопла призводить до підвищеної витрати робочої рідини, що, в свою чергу, збільшує енергетичні витрати на формування струменя.

Зменшення діаметру отвору сопла менше 0,5 мм призводить до розпилення струменя.

Високоніпні струмені зменшеного діаметру при зустрічі з контактуючою поверхнею піддані більш швидкому розпаду [18].

Однак ефективність сопел малого діаметру визначається тим, що на формування струмені необхідні значно менші енерговитрати.

Швидкість подачі. Безперервність любого виду різання матеріалів пов'язана з швидкістю відносного переміщення інструменту (струменя робочої рідини) і об'єкта (матеріалу), числове значення якої залежить від властивостей матеріалу, що розрізається.

При рівних умовах роботи зниження швидкості подачі приведе до падіння продуктивності обробки, а її збільшення до скорочення величини енергії що приходить на одиницю поверхні, яка обробляється, і, як наслідок, до зменшення можливої глибини різання.

Якщо врахувати, що високоніпний струмінь має найбільшу кінетичну енергію поблизу зрізу сопла, то віддалення поверхні обробки від сопла (l) може привести до виключення процесу гідрорізання.

В [16] на основі експериментальних даних для визначення відстані від сопла до поверхні різання (l) пропонується залежність

$$l = (33 \dots 67) d_c. \quad (6)$$

При цьому менші значення l відповідають меншим діаметрам сопел і більшим тискам витікання струменю, і навпаки, більше значення l – більшим діаметрам сопел і меншим тискам витікання струменю. В процесі різання водяним струменем з абразивом вода виконує лише функцію носія. Різання здійснюється за рахунок відповідного знімання металу, що викликає ударами твердих частинок.

Під час різання водяний струмінь з абразивом з постійною швидкістю проводиться по металевому об'єкту, при цьому сфокусований струмінь прорізає в об'єкті щілину, поступово формуючи вигнуту фронтальну поверхню різання. Тому гарантовано прорізання всіх складових частин (елементів) об'єкта фонтануючої свердловини.

Висновки

Результати даних досліджень є основою для проектування, виготовлення та подальших експериментальних і промислових досліджень устаткування для гідроабразивного відрізання обладнання з фонтануючої свердловини.

Вплив важливих параметрів на процес різання:

- в міру збільшення тиску проходить збільшення глибини різання в технічно можливому діапазоні;
- збільшення тиску підвищує якість різання;
- підвищення тиску приводить до підвищеного зношування деталей, що підлягають дії тиску;
- зі збільшенням швидкості різання глибини різання зменшується;
- зі зменшенням швидкості різання якість поверхні різання покращується.

Підвищити продуктивність процесу гідрорізання можливо також за рахунок зміни харак-

теру впливу струменя рідини на матеріал, який обробляється, шляхом взаємодії вібрації на зону різання, що досягається за допомогою вібраційного руху матеріалу, а також впливом вібрації на ріжучу головку. В обох випадках підсилюється вплив ударної дії струменя на матеріал, що обробляється, і знижується демпфіруючий вплив «водяних подушок», які утворюються в результаті скупчення рідини в мікропустотах і мікротріщинах зони різання [19].

Суттєво на продуктивність різання впливає кінематичний фактор – кут атаки між струменем і поверхнею, що обробляється.

Створення високоефективного устаткування для демонтажу пошкодженого обладнання забезпечить значне прискорення ліквідації складних техногенних аварій – відкритих нафтогазових фонтанів.

Література

1 Шульга В.Г. Устьевое оборудование нефтяных и газовых скважин / В.Г. Шульга, Е.И. Бухаленко. – М.: Недра, 1978. – 235 с.

2 Радковский В.Р. Оборудование и инструмент для предупреждения и ликвидации фонтанов / В.Р. Радковский, Д.В. Рымчук, Ю.Е. Ленкевич, О.А. Блохин. – М.: Недра, 1996.

3 ГОСТ 12.2.132-93 Оборудование нефтепромысловое добычное устьевое. Общие требования безопасности.

4 СОУ 11.2-30019775-141:2008 Свердловини на нафту і газ. Вимоги до монтажу і експлуатації колонних головок при бурінні свердловин.

5 ГОСТ 28919-91 Фланцевые соединения устьевого оборудования. Типы, основные параметры и размеры.

6 Спецификация на устьевое и фонтанное оборудование. Спецификация 6А АРІ. Семнадцатое издание. 01.02.96.

7 Гульянц Г.М. Справочное пособие по противовибросовому оборудованию. – М.: Недра, 1983. – 384 с.

8 Інструкція з організування безпечного ведення робіт під час ліквідування газонафтоводопроявлень та відкритих газових і нафтових фонтанів. Затверджено Наказом НАК «Нафтогаз України» №220 від 31.03.2006 р.

9 Патент на корисну модель 3433 Установа для гідропіскоструминного різання металоконструкцій. 02.03.2004.

10 Патент на корисну модель 8092 Установа для гідропіскоструминного різання металоконструкцій. 17.01.2005.

11 Патент на корисну модель 15700 Установа для гідропіскоструминного різання металоконструкцій. 03.01.2006.

12 Патент на корисну модель 17667 Установа для гідропіскоструминного різання металоконструкцій. 14.03.2006.

13 <http://urpvh.ru/>

14 <http://www.halliburton.com/en-US/ps/production-solutions/history-of-halliburton.page>

15 Патент на корисну модель 3287 Труборізка гідропіскоструминна. 29.12.2003.

16 Верещагин Л. Ф. Твердое тело при высоких давлениях. — М.: Наука, 1987. — 286 с.

17 Зайченко, И.З. Применение высоконапорной струи жидкости для резания металлов // Станки и инструмент. – 1988. – № 4.

18 Абдурагимов И.М. Процессы горения / И.М. Абдурагимов, А.С. Андросов, Л.К. Исаева, Е.В. Крылов. – М.: РИО ВИПТШ МВД СССР, 1976. – 113 с.

19 Саленко А.Ф. Гидроструйной резание: проблемы и перспективы метода / А.Ф. Саленко // Оборудование и инструмент для профессионалов. – 2002. – № 10. – С. 20-23.

20 Добровольський І.В. Результати промислових випробувань устаткування для демонтажу пошкодженого обладнання при ліквідації відкритого нафтогазового фонтану / І.В. Добровольський // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2016. – № 4 (61). – С. 15-24.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
01.03.17*

*Рекомендована до друку
професором Федоришиним Д.Д.
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
канд. техн. наук Тарабаріновим П.В.
(НДПІ ПАТ «Укрнафта», м. Івано-Франківськ)*

Дослідження та методи аналізу

УДК 550.832

ОСОБЛИВОСТІ ГЕОЛОГІЧНОЇ БУДОВИ НЕОГЕНОВИХ ВІДКЛАДІВ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ЯДЕРНО-ФІЗИЧНИХ МЕТОДІВ

Д.Д. Федоришин, О.М. Трубенко, С.Д. Федоришин

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727180,
e-mail: geotom@nung.edu.ua

Розглядаються результати вивчення мінералогічної будови матриці порід-колекторів неогенових відкладів газових та газоконденсатних родовищ Більче-Волицької зони Передкарпатського прогину за результатами ядерно-фізичних методів. Наведено розподіл мінералів, що входить до складу матриці порід у гелветських, баденських та сарматських ярусів Більче-Волицької зони Передкарпатського прогину. Встановлено особливості будови відкладів геологічного розрізу неогенової системи, які негативно впливають на покази та результати геофізичних методів. Встановлено основні складові будови матриці порід, їхню структуру, а також розроблено ряд методик оперативної та заключної інтерпретації результатів комплексу ГДС з врахуванням мінерального складу та структури породи-колектора.

Ключові слова: порода-колектор, мінеральний склад, питомий електричний опір, електропровідність, ефективний радіус пор, структура порового простору.

Рассматриваются результаты изучения минералогического строения матрицы пород-коллекторов неогеновых отложений газовых и газоконденсатных месторождений Бильче-Волицкой зоны Предкарпатского прогиба по результатам ядерно-физических методов. Приведено распределение минералов, которые входят в состав матрицы пород гелветских, баденских и сарматских ярусах Бильче-Волицкой зоны Предкарпатского прогиба. Установлено особенности строения отложений геологического разреза неогеновой системы, которые негативно влияют на показания и результаты геофизических методов. Установлены основные составные строения матрицы пород, их структура, также разработано ряд методик оперативной и завершальной интерпретации результатов комплекса ГИС с учетом минерального состава и структуры породы-коллектора.

Ключевые слова: порода-коллектор, минералогический состав, удельное электрическое сопротивление, электропроводимость, эффективный радиус пор, структура порового пространства.

The results of studying the mineralogical organization of matrix in neogene sediments of gas and condensate fields, located at Bilche-Volytska zone of the Precarpathian bending due to the nuclear and physical methods have been considered. The minerals distribution, which are the part of matrix in Helvetic, Badenian and Sarmatian layers of Bilche-Volytska zone of the Precarpathian bending has been shown. The peculiarities of the geological section sediments structure of the neogene system have been defined, which have a negative effect on the results and data of the geophysical methods. The main constituents of the matrix structure have been identified. The methods of effective interpretation of results of well survey, taking into account the mineral composition and structure of a rock have been developed.

Key words: reservoir rock, mineral composition, specific electric resistance, conductivity, effective pore radius, pore structure.

Актуальність. Основні газоконденсатні родовища, а відповідно поклади газу в Карпатській нафтогазоносній провінції сконцентровані у Більче-Волицькій зоні Передкарпатського крайового прогину. Особливості глибинної будови вище наведеної території полягають у тому, що відклади, які виповнюють геологічний розріз представлені широким спектром рифей-

ських, палеозойських, мезозойських та міоценових літологостратиграфічних комплексів. Гірські породи, що виповнюють перераховані геологічні комплекси відрізняються між собою як умовами осадконакопичення так і гідродинамічними та фільтраційно-емкісними характеристиками. Особливо це досить яскраво видно на прикладі геологічної будови розрізу неоген-

нової системи Летнянського, Вижомлянського та інших газових родовищ Крукенецької западини. Мінералогічна будова матриці порід-колекторів насичених вуглеводнями гельветських, баденських та сарматських ярусів вище вказаних родовищ, у більшості випадків, обумовлена умовами генезису їх утворення та приналежністю до тієї чи іншої генетичної групи. Так, наприклад "прості" породи, які представляють першу генетичну групу формувалися у відносно спокійній гідродинамічній обстановці відкритого моря, мають невелику міжзернову, вторинну пористість та незначну ефективну пористість. Сформовані в цей період дрібнозернисті пісковики з гідрослюдисто-глинистим цементом (св. №5-Летня, 1607,3 м) складаються із клиноподібних і напівзаокруглених уламків більшість з яких мають хвильове згасання, носять сліди стискування, що свідчить про їхній виніс із древніх метаморфізованих порід. Із мінералів у цих породах присутні циркон, мусковіт, гідрослюда розміром до 0,1 мм, дрібні уламки ілітіту. Поряд із цими породами відмічають гарні за фільтраційно-емісними параметрами колектори, які відрізняються від ущільнених пісковиків, співвідношенням уламкових матеріалів та складом цементу.

Аналіз опублікованих праць. Гірські породи, які виповнюють продуктивні гельветські, баденські та сарматські яруси характеризуються складною будовою матриці, що відображається на даних ГДС. Інтерпретація результатів радіоактивного каротажу значно ускладнюється при дослідженні таких складнобудованих колекторів. У зв'язку з цим основним напрямком підвищення ефективності досліджень пошуково-розвідувальних свердловин ядерно-фізичними методами є використання спектрометричних досліджень параметрів радіоактивних полів, впровадження багатозондових установок та встановлення петрофізичних параметрів керну, для врахування впливу неоднорідностей матриці породи на результати інтерпретації. Чимало дослідників в своїх роботах [1, 2, 3, 4, 5] обґрунтували можливість застосування методу спектрометрії гама-випромінювання для вивчення мінералогічної будови матриці порід-колекторів та літологічного розчленування геологічних розрізів свердловин. Однак, слід відзначити, що гамма-спектрометрія в нафтогазовій галузі ще не достатньо використовується, що відбивається на інформативності комплексу геофізичних методів, який сформований для вирішення геологічних задач, низка яких характеризується неоднозначно. У той же час, методи ядерної геофізики мають великі можливості щодо вивчення складу породи та їхньої мінералогічної будови. Природне гамма-випромінювання — це наслідок переходу атомного ядра в енергетично більш стійкий стан із вивільненням надлишкової енергії, яка супроводжується випромінюванням елементарних частинок (α, β, γ). У більшості випадків радіоактивність гірських порід обумовлена, головним чином, наявністю вище вказаних частинок, ви-

промінювачами яких є калій (K^{40}), уран (U^{236}) і торій (Th^{232}), а також група елементів, продуктів їх розпаду. Враховуючи розповсюдженість радіоактивних ізотопів в літосфері, а також інтенсивність розпаду, можна констатувати, що найбільший вплив на загальну радіоактивність порід мають уран, торій, калій, рідше рубідій Rb^{87} , літій, стронцій. Інші радіоактивні елементи через незначне розповсюдження і малий період напіврозпаду характеризуються незначною сумарною енергією розпаду і не можуть відіграти суттєвої ролі у формуванні інтегральної радіоактивності порід.

Мета статті. Встановити особливості геологічної будови неогенових відкладів газових та газоконденсатних родовищ Більче-Волицької зони Передкарпатського прогину використовуючи результати ядерно-фізичних та радіоактивних методів.

Методи дослідження. Складна будова геологічних розрізів нафтогазових родовищ затруднює, а інколи робить неможливим використання результатів стандартного комплексу геофізичних методів для встановлення границь пластів, визначення їх ефективних товщин та ємкісних і фільтраційних параметрів. В основному ускладнюється реєстрація параметрів фізичних полів та знижується ефективність методів ГДС при дослідженні свердловин із тонкошаруватою будовою розрізу та мінералогічною неоднорідністю порід. Такі об'єктивні труднощі висвітлили очевидну необхідність впровадження у виробництво нових більш інформативних методів, зокрема ядерно-магнітного каротажу, гамма-спектрометрії, імпульсного нейтрон-нейтронного каротажу та багатозондової акустики в доповнення до гамма-каротажу. Для розроблення способу розпізнавання колекторів були встановлені їх ознаки, які базувались на граничних значеннях геофізичних параметрів, у тому числі і за методами, які контролюють пористість (АК, НГК, БМК), а також з використанням даних ядерно-магнітного резонансу та гамма-спектрометрії. Проведені нами дослідження для оцінки розподілу радіоактивного ізотопу калію K^{40} в породах міоценових відкладів газових родовищ показали, що даний радіоактивний ізотоп в цілому розподілений достатньо рівномірно, і середній вміст його коливається в межах 2.2—3.4%. І тільки у випадку наявності такого мінералу, як глауконіт, концентрація K^{40} зростає. (рис. 1).

Таким чином, для порід-колекторів тонкошаруватих геологічних розрізів були встановлені такі геофізичні ознаки:

– відмінності показів питомого електричного опору породи в порівнянні із такими, як у глинах та у водонасичених $\frac{\rho_n}{\rho_{вм}} < 1$ і газонасиче-

них пластах $\frac{\rho_n}{\rho_{вм}} > 1$), де ρ_n – питомий електричний опір породи, $\rho_{вм}$ – питомий електричний опір вміщаючих порід;

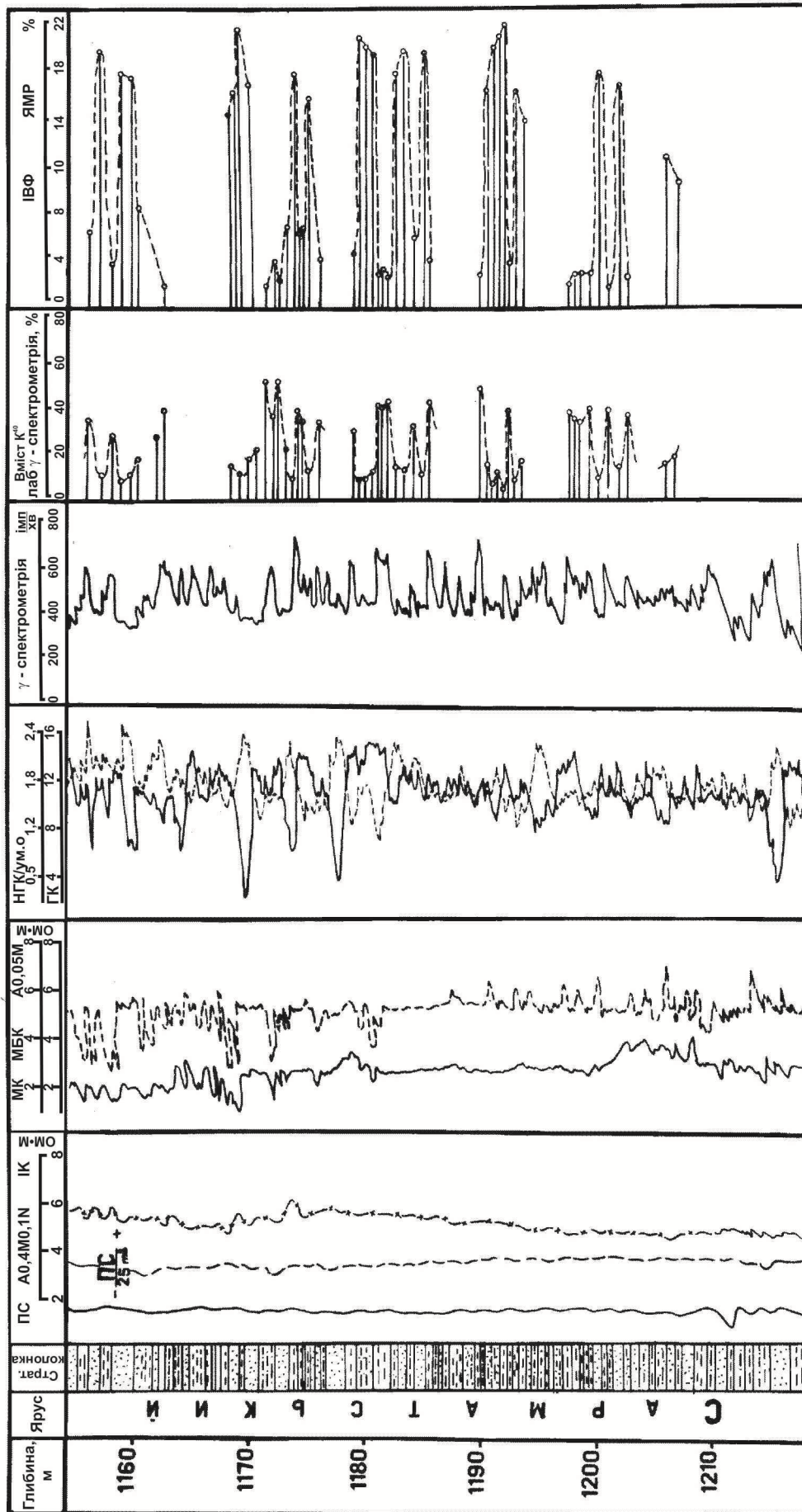


Рисунок 1 — Використання методів гама-спектрометрії та ядерно-магнітного резонансу для літологічного розчленування тонкошаруватих неогенових відкладів Більче-Волицької зони Передкарпатського прогину



Рисунок 2 — Дрібнозернистий пісковик з хлорито-глауконітовим глинистим цементом

– від’ємні аномалії на кривих самочинної поляризації (ПС), за умови слабо мінералізованої промивальної рідини;

– зниження показів ГК на 1,5-2 мкР/год від показів вміщуючих порід;

– підвищення значення показів інтенсивності гамма поля на кривих нейтронного гамма-каротажу (НГК) у порівнянні з показами навпроти глин;

– підвищення значень інтервального часу пробігу повздовжньої хвилі за даними акустичного каротажу (АК);

– високі значення індексу вільного флюїду на кривих ядерно-магнітного каротажу (ЯМК);

– низькі значення параметра “А” за результатами гама-спектрометричного каротажу, де А – співвідношення суми вмісту урану і торію до калію;

– значення діаметру свердловини близьке до номінального і нижче, за даними кавернометрії.

Наявність перелічених вище ознак дозволяє однозначно виділити пласти-колектори, а інформація про час поздовжньої релаксації (τ) на кривих ЯМК визначає характер насичення породи-колектора.

Порівняно з мономінеральними пісковиками, породи-колектори такого типу характеризуються хлорито-глауконітовим та глинистим цементом. Із рисунку 2 видно, що в основній масі матриці породи домінують округлі та напівкруглі уламки часто примикаючі один до одного. Їхня кількість складає (42-55) % від маси породи. Із мінералів виділяють ілліт, гідрослюди, глауконіт, хлорит. Слід відмітити, що хлорити тісно зростаються з глауконітом, створюючи згустки неправильної форми, які визначають зелене забарвлення породи.

Поряд і всередині згустків спостерігаються включення піриту, чим може пояснюватися низький питомий електричний опір порід-колекторів насичених газом та конденсатом. Розподіл мінералів піриту і глауконіту нерівномірний, їхній вміст складає від 1 % до 6 % у різних ділянках матриці породи. Слід також відмітити, що кальцит у складі цементу матриці зернистий, добре розкристалізований. Розмір зерен змінюється у межах від 0,1 мм до 0,4 мм, а в окремих випадках досягає 1 мм, що обумовлює створення пойкилітової структури породи. В окремих місцях матриці зерна кварцу інтенсивно руйнуються кальцитом зокрема, на периферії і по окремих тріщинах. Пісковик із такою

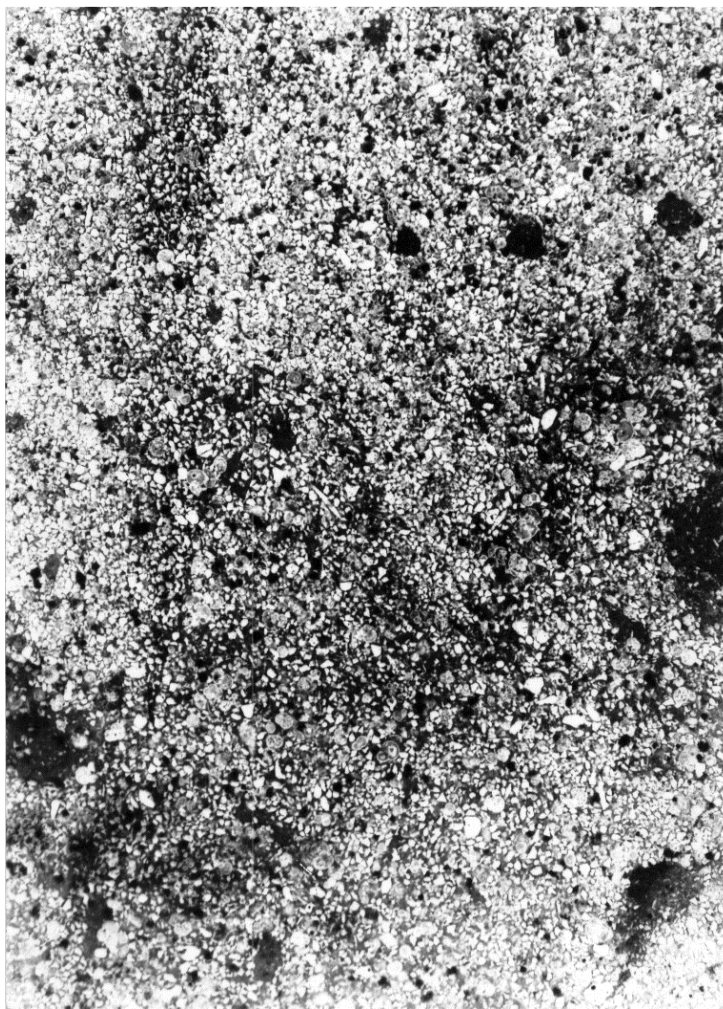


Рисунок 3 — Пісковик з кальцито-глинистим цементом і форамініферами

структурою є поганим колектором за рахунок перекристалізації кальциту і ущільнення зерен кварцу. Однак у такого типу породах можуть спостерігатися газонасичені ділянки із підвищеною пористістю, які утворились за рахунок перемішування уламків кварциту із різними уламками пісковиків та алевролітів. Наявність останнього, може вказувати на конседиментаційне розмивання мілини, гідродинамічну активність води та краще перемивання осадів.

У процесі дослідження структурної будови порід-колекторів неогенової системи також встановлено, що пісковики з хлорито-глауконітовим та хлорито-кальцитовим цементом (рис. 2) близькі за складом до алевритистих різновидностей порід-колекторів. Сортування уламків окремих літотипів у таких породах відбувається краще, однак у більшості випадків такого типу пісковик є поганим колектором. У той час, як пісковик із кальцито-глинистим цементом (рис. 3) характеризується хорошими колекторськими властивостями. Порода виповнена системою тріщин, має хорошу міжзернову пористість, яка змінюється у межах від 8 % до 27 %. У складі матриці такого типу пісковиків зустрічаються уламки циркону, альбіту, піриту та глауконіту. Рідко в породі спостерігаються незначні скупчення (0,6-1,5 %) яскраво зелено-

го хлориту, який також впливає на забарвлення породи. На показах геофізичних методів, зокрема радіоактивних, такі пісковики характеризуються підвищеною інтенсивністю гама поля ($J_\gamma = 18-22$ мкр/год) за рахунок глауконіту та циркону, а на кривих електричних методів відмічаються пониженим значенням питомого електричного опору ($\rho_n=1,0-1,7$ Омм), яке обумовлене наявністю таких мінералів, як пірит, халькопірит та глауконіт.

Враховуючи те, що потенційними породами-колекторами насиченими вуглеводнями у відкладах неогену є також алевроліти, нами досліджувалась їхня структура та мінералогічна будова, визначались петрофізичні параметри. Результати досліджень свідчать, що у більшості випадків цемент цієї породи є кварцево-глинистим і складається з добре відсортованих уламків кварцу, розмір яких змінюється в межах від 0,1 мм до 0,5 мм.

Із шліфа видно, що цемент локалізується в окремих порах і не завжди заповнює їх повністю. Біля 5 % великих міжзернових пор виповнені згустками кальциту та кварцу округлої, або амебовидної форми. Такий розподіл у породі мінералів, а також мінералогічний склад алевролітів, дозволяє зробити висновок про те, що вони формувались в прибереговій мілково-

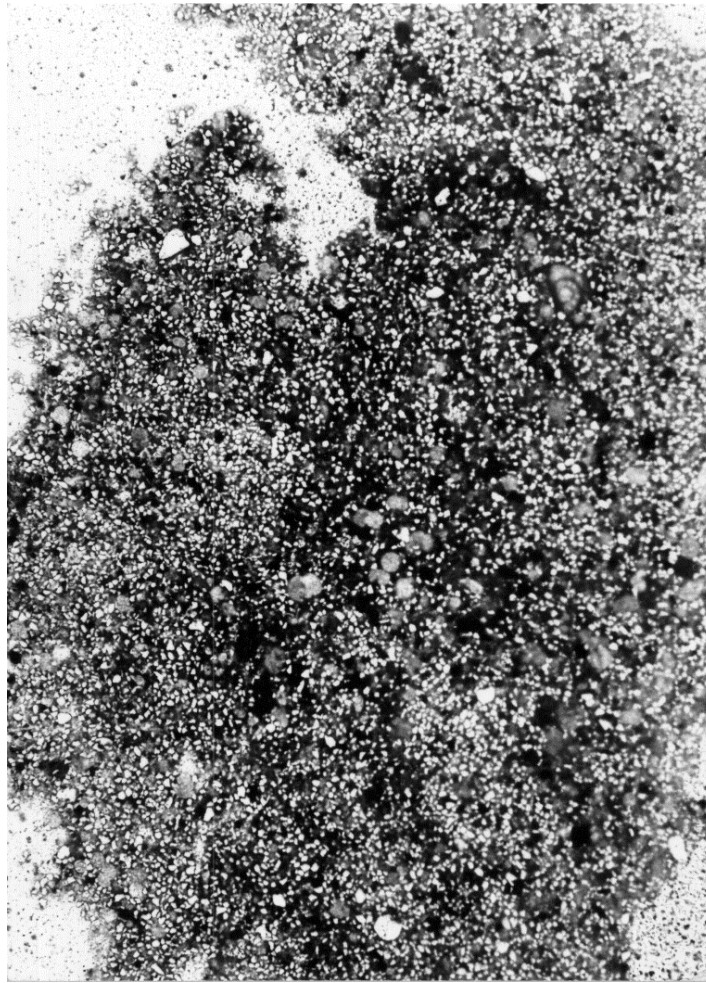


Рисунок 4 — Перемитий піщано-глинистий вапняк (св. 10-Летня, гл. 1585 м)

дній обстановці, яка обумовила їхні добрі колекторські властивості.

Серед уламків, що формують будову матриці алевролітів із покращеними колекторськими властивостями, зустрічаються розсіяні згустки мінералів глауконіту, піриту, ставроліту, циркону та поодинокі частинки бурштину. У глинистих згустках цементу породи зустрічаються форамініфери.

Такі особливості будови порід неогенової системи сарматського ярусу, що виповнюють геологічний розріз, який розкрили свердловини №№ 9, 15-Летня, дозволяють допустити, що формування їх відбувалось у підводній частині дельти древньої течії річки, що в подальшому було підтверджено результатами сейморозвідки та описано в монографії Заяць Х.Б. [6].

Окрім вище вказаних алевролітів у геологічному розрізі неогенової системи зустрічаються гравійно-піщанисті алевроліти з нерівномірно розподіленим кальцитовим та гравійно-гідролудисто-глинистим цементом із залишками фауни. Найбільш розповсюджені такого типу алевролітів у міоценових відкладах газових та газоконденсатних родовищах Крукенецької западини, на території Передкарпатського та Закарпатського прогінах. Відображення таких порід у геофізичних полях є неоднозначне, часом спотворене та екранує продук-

тивні породи-колектора. Деталі дослідження матриці породи показали, що основна маса породи складається із уламків кварцу. Розмір кварцевих уламків змінюється в межах від 0,9 мм до 2,7 мм та складає 9 % від маси породи, піщана фракція розміром (0,05-0,1) мм складає (10-15)%. Цемент породи базальтовий, заповнення пор відбувається частинками гідролуди бурого кольору гідролудою, близькою до монтморилоніту, яка обволікує уламки кварцу.

Основна маса цементу виповнена приховано кристалічною глинистою речовиною, в якій зустрічаються одиничні уламки циркону, сфену, вуглистих частинок і рідкісні дрібні включення аутогенних мінералів хлориту, глауконіту і піриту. (міоценові відклади глибина 1673,3 м, 1678,1 м, 1670,4 м відповідно у свердловинах 2-Летнянська, 3-Грушівська, 4-Гайська).

Вище вказані породи сформувались у прибереговій зоні палеорусел рік та лагунних умовах із незначним коливанням рівня води у слаболужному середовищі. Поряд з цими породами зустрічаються перемиті піщано-глинисті вапняки (зразок 1422-1585 м, св. №10-летнянська). За результатами петрографічних досліджень вони містять значну кількість уламків глинистого вапняка розміром від 0,5 мм до 0,1 мм мергелю, піщанистого вапняку, фауни і різних черепашок невизначеного типу (рис. 4).

Література

У багатьох специфічних первинних органічних структурах такого типу спостерігається скупчення піриту від 1 % до 5 %. Дуже рідко в цементі зустрічаються одиничні відокремлення хлориту, навколо яких розміщується перекристалізований кальцит, що свідчить про епігенетичне накладання рудної мінералізації при слабкому метаморфізмі, на формування породи. Із вище вказаного видно, що порода сформувалась у умовах консидентаційного підняття в морських та лагунних умовах мілководного перемиву осаду.

У той час перемитий піщано-глинистий вапняк складається із перемитих уламків слабозернистого глинистого мергелю, вапняку і уламків різної фауни (мшанок брахіопод).

В окремих уламках фауни чітко виділяється частинки арагонітової голкоподібної структури. Цемент кальцитовий і менш глинистий ніж уламки. Порода сформувалась у приберегових умовах, або на консидентаційному піднятті, де активно перемивався свіжий осад. Пористість змінюється в межах від 8 % до 19 %.

Висновки та завдання подальших досліджень. Таким чином за результатами експериментальних досліджень, нами встановлено, що неогенові відклади сарматського ярусу виповнені високопористими, середньопористими та низькопористими породами –колекторами, які характеризуються значними літолого-фаціальними та петрофізичними відмінностями. Така особливість будови відкладів геологічного розрізу неогенової системи негативно впливає на покази та результати геофізичних методів, що затрудняє виділення продуктивних порід-колекторів за даними ГДС, а в окремих випадках до їхнього пропуску в процесі пошуково-розвідувальних робіт. Результати проведених геофізичних, петрофізичних, петрографічних досліджень вище вказаних порід, як у розрізі свердловин так і за даними експериментальних вимірювань на керновому матеріалі, дозволили встановити основні складові будови матриці порід, їхню структуру та розробити ряд методик оперативної та заключної інтерпретації даних комплексу ГДС з врахуванням мінерального складу та структури породи-колектора.

Завданням подальших досліджень є встановлення домінуючих характеристик геологічних розрізів Більче-Волицької зони Передкарпатського прогину та розроблення зведених петрофізичних моделей для такого типу порід-колекторів. Впровадження запропонованих петрофізичних моделей для оцінки підрахункових параметрів порід-колекторів складної будови та їх удосконалення.

1 Готтих Р.П. Радиоактивные элементы в нефтегазовой геологии / Р.П. Готтих. – М.: Недра, 1980. – 253 с..

2 Комлев Л. В. Основные этапы развития радиоактивных элементов / Л. В. Комлев // Сб. Радиоактивные элементы в горных породах. – Новосибирск, Наука, 1975. – С. 6-10.

3 Ларионов В.В. Радиометрия скважин / В.В. Ларионов. – М.: Недра, 1969. – 328 с.

4 Кадисов Е.М. Применение спектрометрического гамма-каротажа для решения задач нефтегазовой геологии на примере девонских отложений Ромашкинского месторождения Татарстана / Е.М. Кадисов, Г.А. Калмыков, Н.Л. Кашина и др. // Геология нефти и газа. – 1994. – №7. – С. 45 – 47.

5 Федоришин Д.Д. Прогнозирование нефтегазоносности глубокозалегающих коллекторов по данным геолого-геофизических исследований скважин / Д.Д. Федоришин, В.И. Грицишин, А.А. Гаранин // Нефтеобразование на больших глубинах. — М.: Недра, 1986. – С. 201 — 202.

6 Заяць Х.Б. Глибинна будова надр Західного регіону України на основі сейсмічних досліджень і напрямки пошукових робіт на нафту і газ / Х.Б. Заяць. – Львів: Центр Європи, – 2013. – 136 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії
16.02.17

Рекомендована до друку
професором Кузьменком Е.Д.
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
д-ром геол. наук Лазаруком Я.Г.
(Інститут геології і геохімії горючих копалин
НАН України, м. Київ)

АНАЛІЗ ПОКАЗНИКІВ ЕФЕКТИВНОСТІ ТА НАДІЙНОСТІ РОБОТИ НАСОСНОГО АГРЕГАТА НА ЗАСАДАХ СИСТЕМНОГО ПІДХОДУ

В.С. Костишин, І.І. Яремак

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727172,
e-mail: yaremak_iryna@ukr.net

На засадах системного підходу сформовано модель насосного агрегата нафтоперекачувальної станції як єдиної системи з підсистемами різної фізичної природи. Формалізовано математичну модель ефективності та надійності синхронного двигуна та відцентрового насоса в залежності від витрати рідини при зміні частоти обертання роторів агрегата. Встановлено, що екстремальні значення показників ефективності та надійності досягаються при різних значеннях витратного навантаження, що вимагає залучення методів багатокритеріальної оптимізації для знаходження "узгодженого оптимуму" з метою вибору режиму роботи насосного агрегата.

Ключові слова: синхронний двигун, відцентровий насос, математична модель, оптимізація.

На основе системного подхода сформирована модель насосного агрегата нефтеперекачивающей станции как единой системы с подсистемами различной физической природы. Формализована математическая модель эффективности и надежности синхронного двигателя и центробежного насоса в зависимости от расхода жидкости при изменении частоты вращения роторов агрегата. Установлено, что экстремальные значения показателей эффективности и надежности достигаются при разных значениях расходной нагрузки, что требует привлечения методов многокритериальной оптимизации для нахождения "согласованного оптимума" для выбора режима работы насосного агрегата.

Ключевые слова: синхронный двигатель, центробежный насос, математическая модель, оптимизация.

Based on the system approach, a pump unit of oil pumping station model has been developed as a unified system with subsystems of different physical nature. A mathematical model of efficiency and reliability of synchronous motor and centrifugal pump as polynomials has been developed and the values of their coefficients have been calculated depending on the fluid flow rate when changing the speed of rotation of the pump units rotors. It has been established that the extreme values of efficiency and reliability parameters are achieved by different values of loading flow rate that requires involving multicriteria optimization methods to find the "agreed optimum" to select the operating mode of the pump unit.

Key words: synchronous motor, centrifugal pump, mathematical model, optimization.

Постановка проблеми. Зниження енергоспоживання є основним пріоритетом розвитку енергетичної політики України та світу. Нафтоперекачувальні станції (НПС) магістральних нафтопроводів є складними енергоємними об'єктами, які обладнані насосними агрегатами (НА), що складаються, зазвичай, із відцентрового насоса (ВН) з приводом від синхронного двигуна (СД). Як відомо, НА НПС часто працюють в недовантажених режимах, що спричинило різке зниження показників ефективності та надійності їх роботи [1].

З точки зору загальної теорії систем [2], НА НПС як об'єкт керування відноситься до класу складних систем, які мають наступні характерні ознаки:

- наявність взаємозв'язаних підсистем різної фізичної природи (електрична, гідравлічна, механічна);

- можливість керування підсистемами з використанням різних критеріїв;

- обмеженість автономності підсистем, що вимагає узгодження їх сумісної роботи;

- наявність ієрархічної структури, що обумовлено існуванням глобальної мети системи загалом (мінімум вартості перекачування нафти) та часткових цілей окремих підсистем (максимальні значення показників ефективності та

надійності роботи СД та ВН, мінімум питомих втрат енергії тощо);

- наявність на НПС агрегатів великої одиначної потужності (зокрема в даній роботі досліджується електропроводний двигун СТД-5000-2 ($U=6\text{kV}$) потужністю 5000кВт для привода ВН типу НМ-7000-210).

Тому особливо актуальним є вирішення задачі реалізації багатокільового оптимального керування НА, спрямованого на підвищення вказаних показників, що в свою чергу вимагає створення на засадах системного підходу комплексної математичної моделі НПС, здатної адекватно відобразити складні взаємозалежні зв'язки між підсистемами НПС різної фізичної природи та здійснювати аналіз показників надійності та ефективності НА в недовантажених режимах роботи.

Аналіз досліджень і публікацій. СД привода ВН зазвичай вибирається так, щоб його номінальні параметри відповідали оптимальним параметрам насоса [3]. Таким чином, неоптимальний режим роботи ВН зумовлює також зниження ефективності приводного СД, а саме – погіршення його коефіцієнта корисної дії (ККД) при зниженні коефіцієнта завантаження СД [4]. Для комплексного аналізу роботи СД в [1] запропоновано також враховувати і надій-

ність його функціонування, що дає можливість зменшити ризик втрати стійкості роботи двигуна. Однак в літературі відсутні математичні моделі, які б встановлювали аналітичний зв'язок вищевказаних показників ефективності та надійності роботи СД з витратою робочої рідини, зокрема при зміні частоти обертання ротора СД.

Що стосується гідравлічної підсистеми, то найбільш ефективний режим роботи ВН визначають на основі характеристики його ККД [5], побудованої згідно заводських даних. Для оцінки надійності роботи ВН в [6] використано показник, який залежить не лише від тривалості експлуатації насоса, але й від його режиму роботи, що визначається витратним навантаженням Q_d .

Згідно з [3] критерії ефективності НА, а саме ККД ВН та СД, досягають максимуму при різних значеннях витрати нафти Q_d , відмінних від паспортних. Однак при цьому не враховано вплив зміни показників надійності роботи НА. У [1] запропоновано системний підхід для оптимізації роботи НА за критеріями ефективності та надійності ВН та СД відповідно, однак не встановлено їх функціональну залежність від об'ємної витрати рідини НА. В [7,8] на основі методу електрогідравлічної аналогії розроблено комплексну модель, яка враховує конструктивні особливості ВН та властивості робочої рідини, однак не дає можливості точного аналізу енергетичних параметрів насоса при зміні частоти обертання його робочого колеса. Таким чином, аналіз літературних джерел свідчить про недостатній обсяг проведених досліджень в контексті формалізації математичних моделей процесу перекачування нафти за результатами аналізу показників надійності та ефективності роботи НА НПС, зокрема у залежності від витратного навантаження станції при різних значеннях частоти обертання роторів НА.

Виділення невирішеної раніше частини спільної проблеми. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання: розробити математичну модель надійності та ефективності роботи НА; дослідити вплив режиму роботи НА на ефективність та надійність СД і ВН; формалізувати математичні моделі ефективності та надійності роботи НА залежно від витрати рідини при зміні частоти обертання роторів агрегата.

Задачі досліджень. Метою роботи є створення математичної моделі НА НПС як об'єкта керування, сформованої на засадах системного підходу для комплексного аналізу режимів роботи НПС як єдиної системи з підсистемами різної фізичної природи, з можливістю визначення показників ефективності та надійності електроприводного СД та ВН залежно від витратного навантаження станції при різних значеннях частоти обертання роторів НА.

Матеріали дослідження. Режим роботи магістрального трубопроводу залежить від

об'єму нафти, який потрібно транспортувати. Тому показники ефективності та надійності роботи НПС потрібно вміти визначати залежно від заданого значення витрати нафти $Q_{НПС}$.

НПС магістрального нафтопроводу є складною системою (рис. 1), що складається з взаємно зв'язаних електричної і гідравлічної підсистем, обмін енергією між якими відбувається через вали НА механічної підсистеми.

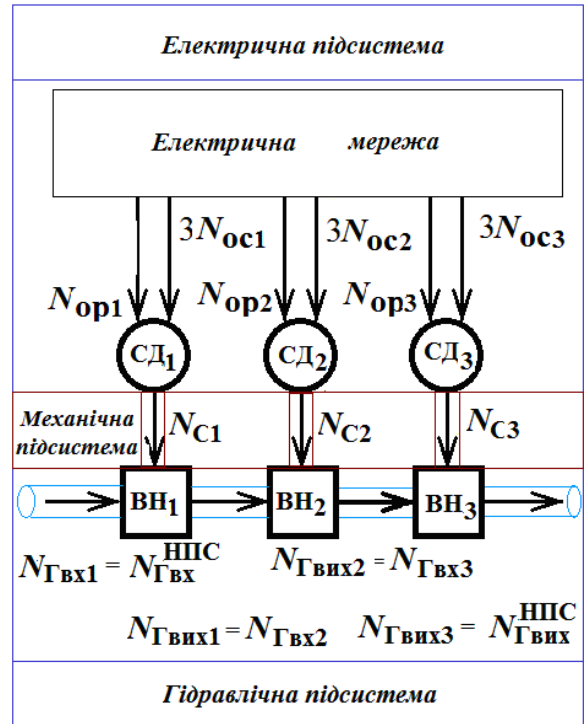


Рисунок 1 – Структурно-функціональна схема нафтоперекачувальної станції

Тут N_{OC} , N_{OP} – відповідно вхідні потужності обмоток статора та ротора (збудження) СД, а N_C – механічна потужність на валу НА.

Рівняння балансу потужностей i -го НА на основі закону збереження енергії

$$\begin{cases} N_{ГВХi} = N_{ГВХ} + N_{Ci} \\ N_{Ci} = N_{OPi} + 3N_{OCi} \end{cases} \quad (1)$$

У межах досліджуваної технологічної ділянки НПС зазвичай використовують послідовне сполучення трьох ВН (система перекачування із "насоса в насос"), що визначає їх однакове витратне навантаження $Q_{НПС}$. При такій схемі вихідна гідравлічна потужність $N_{ГВХi}$ попереднього за рухом потоку i -го ВН буде рівна вхідній $N_{ГВХ(i+1)}$ для наступного

$$N_{ГВХi} = N_{ГВХ(i+1)}, \quad (2)$$

а гідравлічні потужності на вході першого та на виході третього НА будуть відповідно вхідною та вихідною гідравлічними потужностями НПС

$$\begin{cases} N_{ГВХ1} = N_{ГВХ}^{НПС} \\ N_{ГВХ3} = N_{ГВХ}^{НПС} \end{cases} \quad (3)$$

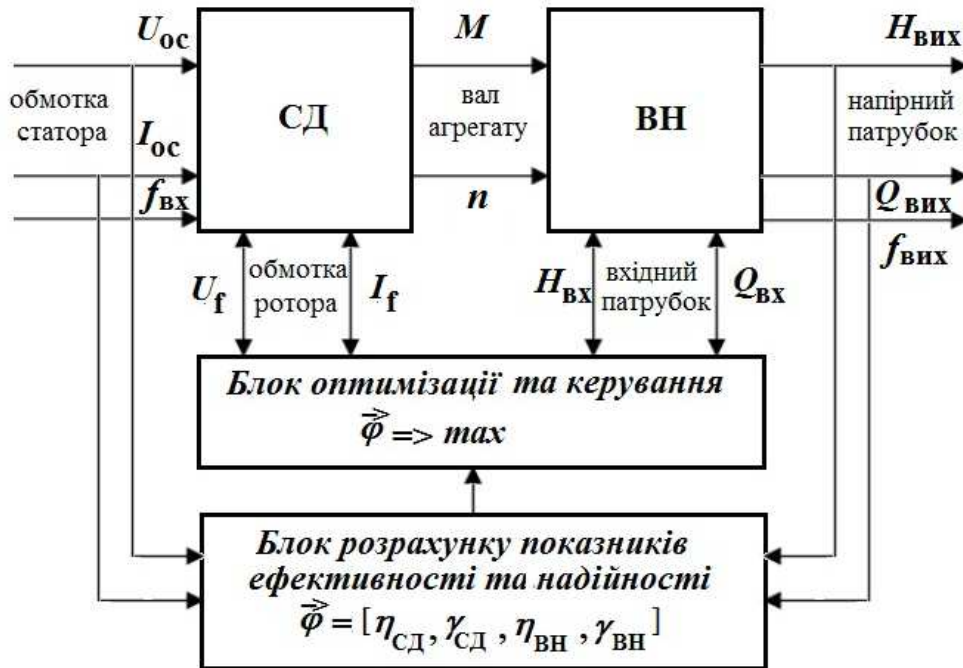


Рисунок 2 – Структурно-функціональна схема насосного агрегата

Структурно-функціональна схема окремого НА, яка відображає енергетичні входи-виходи його складових - ВН та СД, представлена на рисунку 2. Тут підвід електричної енергії в електродвигун здійснюється двоканально:

- до трьох фазних обмоток статора СД (потужність $3 N_{oc}$). Енергетичними параметрами є діючі значення фазної напруги U_{oc} та струму I_{oc} ;

- до обмотки ротора (потужність N_{op}). Тут енергетичними параметрами є напруга U_{op} та струм збудження I_{op} (постійного струму з частотою $f_{op} = 0$).

Вихід механічної енергії з СД N_c відбувається через вал НА і одночасно є входом у ВН із енергетичними параметрами – обертовим моментом M та кутовою частотою обертання n . Для ВН теж характерне двоканальне підведення енергії, оскільки окрім вищезгаданої механічної енергії у насос підводиться через вхідний патрубок рідина, гідравлічна потужність $N_{гвх}$ якої характеризується параметрами – підпірним напором $H_{вх}$ та об’ємною витратою $Q_{вх}$. Очевидно, що через напірний патрубок ВН отримують корисну гідравлічну потужність $N_{гвих}$ з енергетичними параметрами – вихідним напором $H_{вих}$ та витратою $Q_{вих}$. Слід також відмітити, що добуток кожної пари енергетичних параметрів, які мають відповідно силовий ($U_{oc}, U_{op}, M, H_{вх}, H_{вих}$) та швидкісний ($I_{oc}, I_{op}, n, Q_{вх}, Q_{вих}$) характер, відображає потужність енергетичного потоку N .

Для спрощення аналізу прирівнюємо вхідну гідравлічну енергію до нуля (знехтуємо підпірним напором $H_{вх}=0$). В цьому випадку перепад

напорів H_d , що створюється завдяки механічній енергії привода, буде рівний абсолютному значенню напору на виході насоса $H_d = H_{вих} - H_{вх}$. Такий загальнозживаний підхід виконується при експериментальному дослідженні характеристик ВН у залежності від його витратного навантаження, яке при послідовному сполученні НА НПС буде однаковим для всіх насосів $Q_{НПС} = Q_{вих} = Q_d$ [5].

Ефективність та надійність роботи НА НПС прямо залежать від витратного режиму роботи станції Q_d та методів його регулювання, тому вихідними показниками при оцінці даних критеріїв є згідно з [1] ККД ($\eta_{сд}, \eta_{вн}$) та показники надійності ($\gamma'_{сд}, \gamma_{вн}$) СД та ВН відповідно, які є функціями вищезгаданих енергетичних параметрів.

Для аналізу цих взаємозв’язків розглянемо структуру загальної інформаційної моделі об’єкта керування (рис/ 3).

На рисунку 3 прийняті такі позначення:

U_{oc}, I_{op} – відповідно вхідні значення напруги обмотки статора та струму ротора (збудження) СД, які змінюються одночасно з вхідною частотою $f_{вх}$, та створюють вектор керування дій $\bar{U} = (U_{oc}, I_{op}, f_{вх})$;

n, M – значення частоти обертання та моменту на валу;

$P_{вх} = \rho g H_{вх} v$ – значення тиску на вході в насос;

$P_{вих} = \rho g H_{вих} v, Q_d, v$ – відповідно вихідні значення тиску на виході з насоса, витрати та швидкості та формують вектор

$\bar{X} = (P_{вих}, Q_d, v)$ – реакція об’єкта керування;

$e_{U_{oc}}, e_{I_{op}}, e_{f_{вх}}, e_n, e_M, e_{P_{вх}}, e_{P_{вих}}, e_{Q_d}, e_v$ – похибки вимірювання відповідних параметрів:

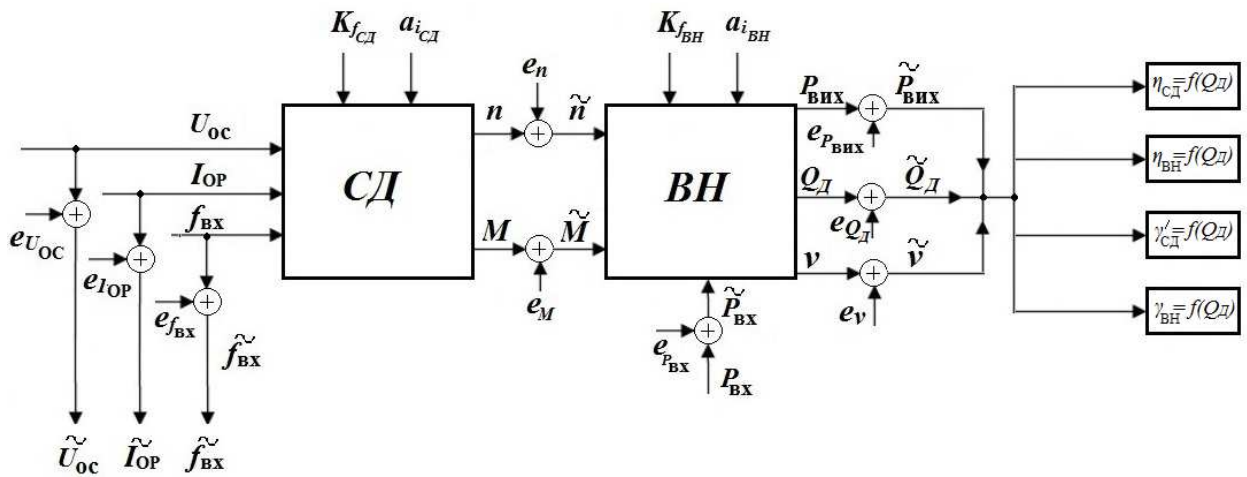


Рисунок 3 – Структура загальної інформаційної моделі об’єкта керування

$$\begin{aligned} \tilde{U}_{OC} &= U_{OC} + e_{U_{OC}}; & \tilde{I}_{OP} &= I_{OP} + e_{I_{OP}}; \\ \tilde{f}_{BX} &= f_{BX} + e_{f_{BX}}; & \tilde{n} &= n + e_n; & \tilde{M} &= M + e_M \\ \tilde{P}_{BX} &= P_{BX} + e_{P_{BX}}; & \tilde{P}_{ВИХ} &= P_{ВИХ} + e_{P_{ВИХ}}; & \tilde{Q}_D &= Q_D + e_{Q_D}; \\ v &= v + e_v. \end{aligned}$$

K_{fCD}, K_{fBH} – відповідно вектори, які характеризують якість електроенергії та хімічні властивості рідини (в’язкість, густина, температура) – вектори збурень;

a_{iCD}, a_{iBH} – відповідно апріорна інформація про об’єкт керування CD та BH (тип, паспортні дані, тощо);

$\eta_{CD}, \eta_{BH}; \gamma'_{CD}, \gamma_{BH}$ – показники ефективності та надійності CD та BH відповідно.

З метою адекватного відображення процесу перекачування нафти НА НПС та керування ним необхідно сформувані математичні моделі BH та CD, які дадуть можливість визначити показники ефективності та надійності НА в різних режимах роботи залежно від витратного навантаження при зміні частоти обертання ротора електропривода.

Частотне регулювання є основним способом зміни частоти обертання ротора CD. Застосування регульованого CD дозволяє не лише змінювати його частоту обертання, але й формувати необхідні усталені та перехідні режими роботи CD.

Частотно-керованому CD притаманні такі властивості:

- стабільність частоти обертання ротора незалежно від моменту навантаження на всьому діапазоні регулювання;
- стабільність частоти обертання ротора незалежно від напруги;
- більші значення моментів при регулюванні напруги та струму збудження.

Для CD з великим моментом інерції приводного BH, необхідно плавно змінювати частоту напруги живлення, щоб двигун не випав із синхронізму. Під час частотного регулювання прагнуть досягти режиму роботи двигуна з $\cos \varphi = 1$, при якому в обмотці якоря найменші втрати енергії і, відповідно, найвищий ККД.

При цьому будемо вважати, що ККД перетворювача частоти в процесі регулювання частоти залишається незмінним.

Для побудови математичних моделей застосуємо систему відносних одиниць, яка дає змогу також спростити аналіз режимів електричних та гідравлічних машин та встановити загальні закономірності їхньої поведінки в різних режимах роботи. Основною особливістю цієї системи є те, що з їх допомогою одержують узагальнені залежності, які підкреслюють аналогію фізичних процесів.

Для BH за базові величини, які служать новою одиницею виміру, вибирають напір $H_{баз}$, витрату $Q_{баз}$, потужність $N_{баз}^{BH}$ та опір $R_{баз}$. Перші дві з цих величин вибирають з номінального режиму роботи гідравлічної підсистеми BH $N_{баз} = N_D^{ном}, Q_{баз} = Q_D^{ном}$, а дві інші визначають із відомих співвідношень

$$\begin{cases} N_{баз}^{BH} = \rho g H_{баз} Q_{баз} \\ R_{баз} = \frac{\rho g H_{баз}}{Q_{баз}} \end{cases}, \quad (4)$$

де ρ, g – відповідно густина рідини та прискорення вільного падіння.

Аналогічно для CD за базові величини вибираємо потужність $N_{баз}^{CD}$ (рівну базовій потужності BH $N_{баз}^{BH}$), напругу $U_{баз}$, струм $I_{баз}$ та опір $Z_{баз}$. Співвідношення між базовими величинами

$$\begin{cases} N_{баз}^{CD} = N_{баз}^{BH}, \\ I_{баз} = \frac{N_{баз}^{CD}}{\sqrt{3} U_{баз} \cos \varphi}, \\ Z_{баз} = \frac{U_{баз}^2 \cos \varphi}{N_{баз}}; \end{cases} \quad (5)$$

де φ – кут зсуву фаз між векторами напруги та струму;

Всі дослідження будемо проводити на прикладі трьох послідовно сполучених НА, що складаються з пар CD-BH «СТД-5000-2 та

НМ-7000-210», параметри яких наведені у таблицях 1 та 2.

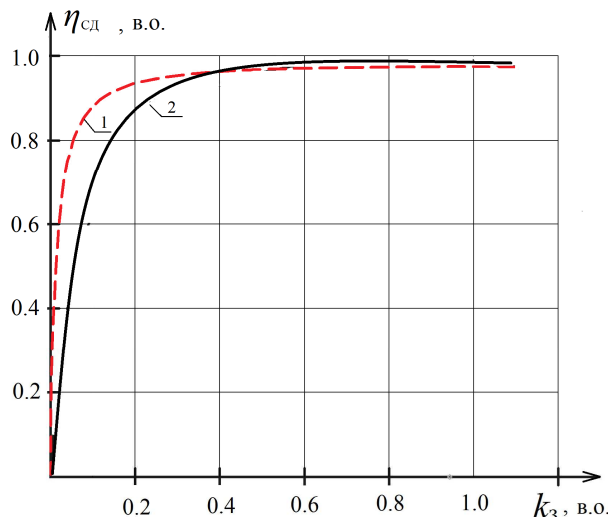
Таблиця 1 – Каталогіві номінальні параметри електродвигуна типу СТД-5000-2

$N^{\text{ном}}$, кВт	$\cos \varphi^{\text{ном}}$	$U^{\text{ном}}$, В	$n^{\text{ном}}$, хв ⁻¹	$I^{\text{ном}}$, А	$\eta^{\text{ном}}$, %	x_d , %
5000	0,9	6000	3000	553	97,6	196,4

Таблиця 2 – Каталогіві номінальні параметри магістрального насоса типу НМ-7000-210

$H_d^{\text{ном}}$, м	$Q_d^{\text{ном}}$, м ³ /ГОД	$N_c^{\text{ном}}$, кВт	$n^{\text{ном}}$, хв ⁻¹	$\eta^{\text{ном}}$	$\eta_{\text{мех}}^{\text{ном}}$	n_s
210	7000	4604	3000	0,87	0,956	195

Показником ефективності енергоперетворення у СД є його ККД. За умови відсутності даних заводу-виробника про значення ККД системи електропривода згідно ДСТУ 3886-99 [4] слід застосовувати усереднену залежність ККД електродвигуна від коефіцієнта завантаження k_3 , наведену на рисунку 4 (крива 2).



1 – розрахованої за згідно ДСТУ 3886-99 [4];
2 – отриманої на основі каталогових даних [9]

Рисунок 4 – Порівняння залежностей ККД електродвигуна типу СТД-5000-2 $\eta_{\text{СД}}$ від коефіцієнта його завантаження k_3

Коефіцієнт завантаження електродвигуна – це відношення фактичної потужності, яку розвиває електродвигун (потужності на валу електродвигуна) до його номінальної потужності. Для електродвигуна типу СТД-5000-2 k_3 можна визначити за формулою

$$k_3 = \frac{N_{\text{СД}}}{N_{\text{СД}}^{\text{ном}}} \quad (6)$$

де $N_{\text{СД}}$, $N_{\text{СД}}^{\text{ном}}$ – відповідно поточне та номінальне значення потужності на валу СД.

В роботі [9] ККД СД визначають за формулою (зазвичай нехтуючи потужністю $N_{\text{ОП}}$)

$$\eta_{\text{СД}} = \left[1 + \frac{(1 - \eta_{\text{СД}}^{\text{ном}})}{2\eta_{\text{СД}}^{\text{ном}} k_3} (1 + k_3^2) \right]^{-1}, \quad (7)$$

де $\eta_{\text{СД}}^{\text{ном}}$ – ККД електродвигуна при номінальному навантаженні.

Рисунок 4 демонструє хороший збіг залежності ККД $\eta_{\text{СД}}$ двигуна СТД-5000-2 від коефіцієнта його завантаження k_3 , розрахованої за допомогою формули (7) (крива 1), та усередненої характеристики ККД електродвигуна (крива 2) [4]. Однак, механічна потужність на валу СД залежить від витратного навантаження Q_d ВН [5]

$$N_{\text{СД}} = N_c = \frac{\rho g Q_d H_d}{\eta_{\text{ВН}}}, \quad (8)$$

де $\eta_{\text{ВН}}$ – ККД ВН, який є загальноповиваним показником ефективності енергоперетворень у ВН.

Спільний розгляд формул (6)-(8) дає змогу встановити залежність $\eta_{\text{СД}}$ від витратного навантаження Q_d , яка проілюстрована на рис. 12а. Очевидно, що показник ефективності СД $\eta_{\text{СД}}^{\text{ном}}$ залежить від показника ефективності ВН $\eta_{\text{ВН}}$, який, у свою чергу, теж залежить від витрати Q_d . Це вимагає створення математичної моделі ВН для побудови його енергетичних характеристик із врахуванням фізичних властивостей рідини. В [7,8] на основі методу електрогідрравлічної аналогії розроблено комплексну математично-графічну модель ВН у обертовій системі координат, жорско зв'язаній з робочим колесом. Ця модель представлена у вигляді еквівалентної електричної схеми заміщення (рис. 5) з активно-індуктивними (інерційними) елементами, яка враховує конструктивні особливості гідромашини та властивості робочої рідини.

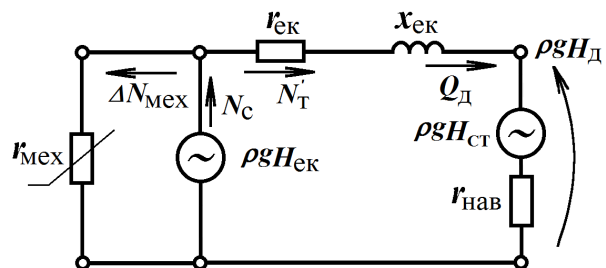


Рисунок 5 – Еквівалентна комплексна схема заміщення відцентрового насоса

Для побудови схеми заміщення використано поняття пасивних лінійних параметрів ВН: гідроопору $r_{\text{ек}}$ та гідроіндуктивності $x_{\text{ек}}$, введених на основі загальноприйнятої аналогії “напруга – тиск” та “струм – об’ємна витрата”. Тут $r_{\text{нав}}$ – гідроопір напірного тракту гідромережі, $\rho g H_{\text{ек}}$, $\rho g H_{\text{ст}}$ – відповідно тиск на

виході робочого колеса ВН та статичний тиск у трубопроводі.

Результати розрахунку параметрів еквівалентної схеми заміщення ВН НПС у системі відносних одиниць наведено у таблиці 3.

Таблиця 3 – Розрахункові значення параметрів для магістрального насоса типу НМ-7000-210

$\gamma_p^{\text{НОМ}}$	$\Delta N_{\text{мех}}^{\text{НХ}}$	$\Delta N_{\text{мех}}^{\text{НОМ}}$	$\Delta N_{\text{Т}}^{\text{НХ}}$	$H_{\text{ек}}$	$x_{\text{ек}}$	$r_{\text{ек}}$
1.380	0.80	0.05	0.045	1.405	0.982	0.0048

Тут нелінійний активний опір моделювання механічних втрат

$$r_{\text{мех}} = \frac{H_{\text{ек}}^2}{\Delta N_{\text{мех}}} \quad (9)$$

Крім того, вираз споживаної з боку приводного СД потужності $N_{\text{С}}$ у вигляді суми внутрішньої потужності $N_{\text{Т}}$ та потужності механічних втрат $\Delta N_{\text{мех}}$ ілюструє еквівалентна схема заміщення ВН (рис. 5)

$$N_{\text{С}} = N_{\text{Т}} + \Delta N_{\text{мех}} \quad (10)$$

Проведені дослідження дали змогу представити модель механічних втрат у ВН у такому вигляді [8]

$$\Delta N_{\text{мех}} = \Delta N_{\text{мех}}^{\text{const}} + \Delta N_{\text{мех}}^{\text{var}} \quad (11)$$

Постійна (при незмінній частоті обертання робочого колеса) складова цих втрат $\Delta N_{\text{мех}}^{\text{const}}$ показує потужність незалежних від витратного режиму незворотних дисипативних втрат дискового тертя, тертя в підшипниках і тертя ущільнення валу. Вона рівна значенню потужності механічних втрат у номінальному режимі роботи ВН $N_{\text{мех}}^{\text{НОМ}}$, яке зазвичай не перевищує 5-7% від усієї споживаної потужності ВН і з врахуванням законів подібності [5] визначається у системі відносних одиниць як

$$\Delta N_{\text{мех}}^{\text{const}} = \Delta N_{\text{мех}}^{\text{НОМ}} = \frac{k_n^3 (1 - \eta_{\text{мех}}^{\text{НОМ}})}{\eta_{\text{ВН}}^{\text{НОМ}}} \quad (12)$$

де $\eta_{\text{ВН}}^{\text{НОМ}}$ та $\eta_{\text{мех}}^{\text{НОМ}}$ – відповідно значення повного та механічного ККД ВН у номінальному режимі роботи;

k_n – коефіцієнт зміни частоти обертання ротора ВН, який є відношенням частот обертання ВН у поточному n та номінальному режимах роботи $n_{\text{НОМ}}$

$$k_n = \frac{n}{n_{\text{НОМ}}} \quad (13)$$

Крім цього, у ВН наявні змінні втрати $\Delta N_{\text{мех}}^{\text{var}}$, зумовлені відхиленням робочого режиму від номінального, що супроводжується ударним зіткненням рідини з робочою поверхнею лопаті. Їх теж можна умовно віднести до механічних втрат тому, що вони відображають дисипативні теплові процеси у ВН. Ці втрати представимо у вигляді квадратичної функції [8]

$$\Delta N_{\text{мех}}^{\text{var}} = \left(\Delta N_{\text{мех}}^{\text{НХ}} - \Delta N_{\text{мех}}^{\text{НОМ}} \left(\frac{Q_{\text{Д}}}{k_n} - 1 \right) \right)^2 \quad (14)$$

де $\Delta N_{\text{мех}}^{\text{НХ}}$ – відносне значення механічних втрат в режимі неробочого ходу, які можна визначити за допомогою скалярної моделі ВН [7]

$$\Delta N_{\text{мех}}^{\text{НХ}} = \frac{k_n (1 - \gamma_p^{\text{НОМ}} \text{ctg} \gamma_p^{\text{НОМ}})}{\eta_{\text{ВН}}^{\text{НОМ}}} - N_{\text{Т}}^{\text{НХ}} \quad (15)$$

де $\gamma_p^{\text{НОМ}}$ – номінальне значення кута навантаження ВН, яке у першому наближенні зв'язане з коефіцієнтом швидкохідності ВН n_s виразом

$$\gamma_p^{\text{НОМ}} \approx 0.475 \left(1 + \frac{n_s}{100} \right) \quad (16)$$

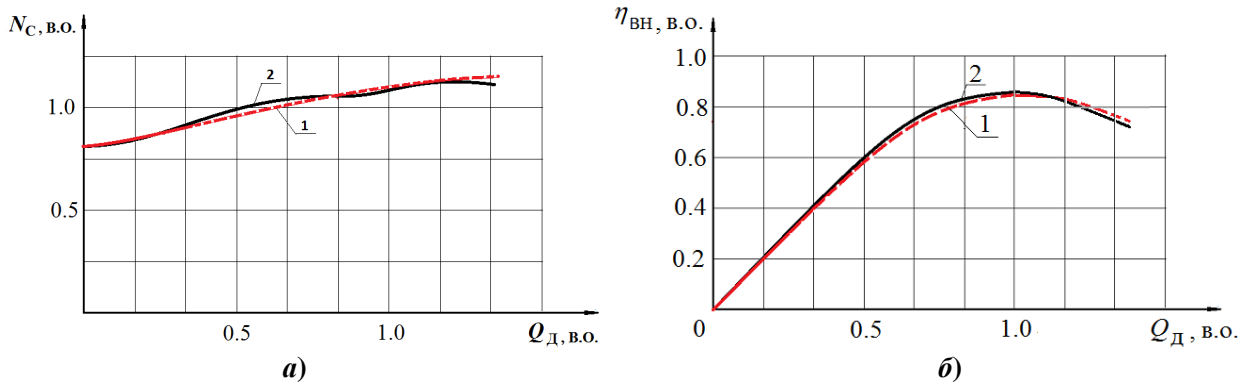
Тут $N_{\text{Т}}^{\text{НХ}}, N_{\text{Т}}^{\text{НХ}}$ – відповідно значення внутрішньої потужності ВН у поточному режимі та у режимі неробочого ходу [8].

Розрахункові значення параметрів $\gamma_p^{\text{НОМ}}, \Delta N_{\text{мех}}^{\text{НХ}}, \Delta N_{\text{мех}}^{\text{НОМ}}$ та $\Delta N_{\text{Т}}^{\text{НХ}}$ у системі відносних одиниць, де базовими прийняті номінальні параметри магістрального насоса НМ-7000-210 ($H_{\text{баз}} = H_{\text{Д}}^{\text{НОМ}}, Q_{\text{баз}} = Q_{\text{Д}}^{\text{НОМ}}$), наведено у таблиці 3. Формули (9) – (16) встановлюють аналітичну залежність потужності на валу $N_{\text{С}}$ та ККД ВН $\eta_{\text{ВН}}$ від витрати $Q_{\text{Д}}$, а рисунок 6 демонструє хороший збіг цих характеристик, розрахованих для насоса НМ-7000-210, із його заводськими характеристиками [8] для номінального значення частоти обертання робочого колеса $n=3000$ хв⁻¹. Розрахунок виконано без врахування статичного тиску у гідравлічній мережі ($H_{\text{ст}} = 0$).

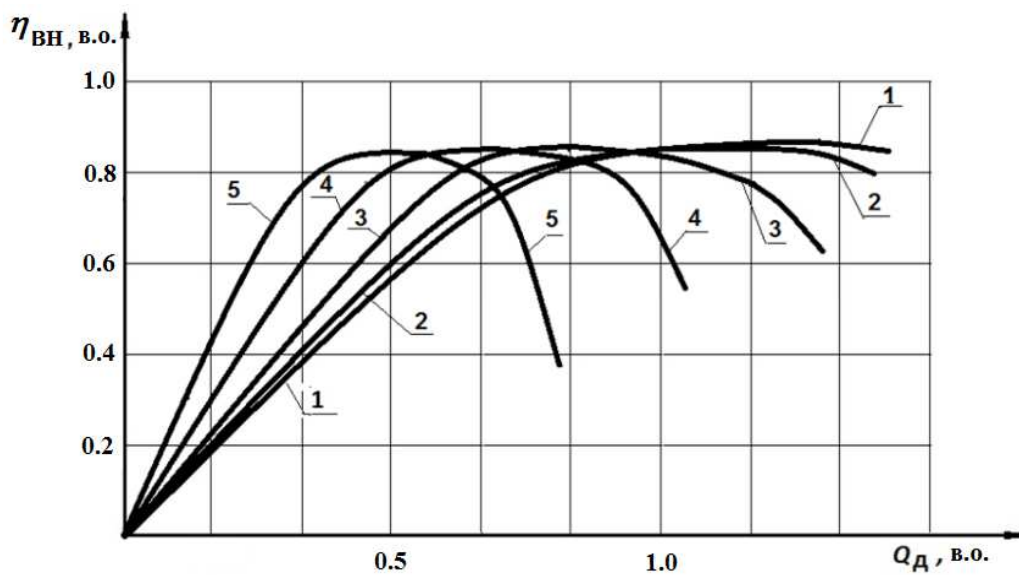
Зокрема рисунок 6а ілюструє значне споживання потужності на валу ВН $N_{\text{С}}$ на всьому інтервалі зміни витрати $Q_{\text{Д}}$, що характерно для потужних ВН (зокрема НМ-7000-210) з високим коефіцієнтом швидкохідності ($n_s \geq 150$). Навіть в режимі неробочого ходу ВН ($Q_{\text{Д}} = 0$) коефіцієнт завантаження СД залишається високим ($k_3 > 0.75$), а тому можна зробити важливий висновок про те що зміна витратного навантаження не значно впливає на ККД СД (рис.4) та (рис.12а). Крім того, на даний час в літературі відсутня інформація щодо аналітичного розрахунку характеристики ККД регульованого СД. Як відомо, ККД СД визначають за формулою [10], яку з врахуванням (8) можна записати у вигляді

$$\eta_{\text{СД}} = \left(1 + \frac{\Delta N}{N_{\text{С}}} \right)^{-1} \quad (17)$$

де ΔN – втрати активної потужності в СД, алгоритм розрахунку яких наведено в [10]. Аналітичний розрахунок характеристик ККД СД за формулою (17) з врахуванням (8) – (16) також показав, що при зміні частоти обертання ротора СД його ККД практично не змінюється (рис. 6, а, б).



1 – розрахованої за допомогою моделі; 2 – отриманої експериментально [8]
Рисунок 6 – Порівняння залежностей потужності на валу N_c (а) та ККД $\eta_{вн}$ (б) від витратного навантаження Q_d насоса НМ 7000-210 для номінального значення частоти обертання робочого колеса $n=3000 \text{ хв}^{-1}$



1 - $n=3500 \text{ хв}^{-1}$; 2- $n=3000 \text{ хв}^{-1}$; 3 - $n=2500 \text{ хв}^{-1}$; 4 - $n=2000 \text{ хв}^{-1}$; 5 - $n=1500 \text{ хв}^{-1}$
Рисунок 7 – Розрахункові характеристики ККД насоса НМ-7000-210 для різних значень частоти обертання робочого колеса

Зовсім інша ситуація з показником ефективності ВН. У роботі [11] запропоновано спрощений розрахунок енергетичних характеристик регульованого ВН без врахування всіх складових втрат. Вказаний недолік враховують вирази (8) - (16), які відкрили шлях аналітичного розрахунку характеристики ККД ВН при зміні частоти обертання його ротора, результати якого для насоса НМ-7000-210 наведено на рисунку 7.

Для здійснення керування режимами роботи НПС комплексна математична модель СД повинна дати змогу оцінити також і надійність його роботи. Однак відсутність достатніх статистичних відомостей про причини і частоту виходу з ладу СД саме в різних умовах його завантаження з боку приводного механізму не дозволяє визначити стандартні показники надійності двигуна. У зв'язку з цим показником надійності СД $\gamma_{сд}$ виберемо коефіцієнт запасу його статичної стійкості k_3 , який залежить від

величини споживаної насосом з його валу потужності N_c [12]

$$\gamma_{сд} = k_3 = \frac{N_{сд}^{max} - N_c}{N_c}, \quad (18)$$

де $N_{сд}^{max}$ – максимальне значення електромагнітної потужності СД, яке визначається як

$$N_{сд}^{max} = \frac{E_{сд} U_{ос}}{x_d}, \quad (19)$$

де x_d – синхронний індуктивний опір СД; $E_{сд}$ – електрорушійна сила СД, залежність якої від струму збудження I_f визначається характеристикою неробочого ходу машини.

Після апроксимації цієї характеристики поліномом другого степеня робоча формула для розрахунку показника надійності СД матиме вигляд (у системі відносних одиниць)

$$\gamma_{\text{СД}} = \frac{E_{\text{СД}}^{\text{НОМ}} (c_1 I_f^2 + c_2 I_f + c_3) U_{\text{ОС}}}{N_{\text{С}} x_d} - 1, \quad (20)$$

де $E_{\text{СД}}^{\text{НОМ}}$ – значення електрорушійної сили в номінальному режимі роботи [12]

$$E_{\text{СД}}^{\text{НОМ}} = \sqrt{(1 + x_d \sin \varphi)^2 + (x_d \cos \varphi)^2}. \quad (21)$$

Тоді з урахуванням (8) отримаємо

$$\gamma_{\text{СД}} = \frac{E_{\text{СД}}^{\text{НОМ}} (c_1 I_f^2 + c_2 I_f + c_3) U_{\text{ОС}} \eta_{\text{ВН}}}{\rho g Q_{\text{Д}} H_{\text{Д}} x_d} - 1. \quad (22)$$

Очевидно, що показник надійності СД залежить від показника ефективності ВН $\eta_{\text{ВН}}$, який визначається за наведеною вище методикою. Ця залежність для двигуна СТД-5000-2, що приводить в рух насос НМ-7000-210, зображена на рисунку 8.

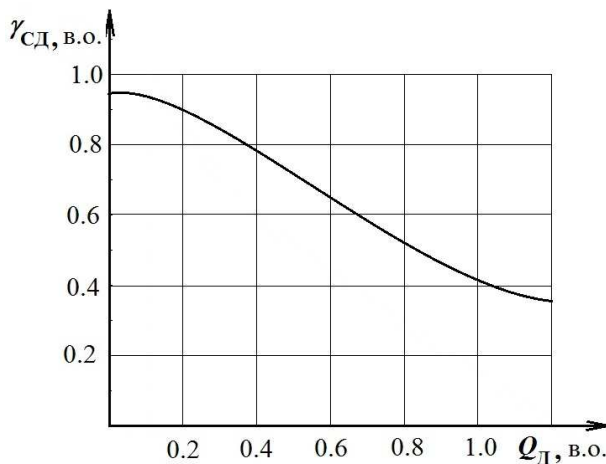


Рисунок 8 – Розрахункова залежність показника надійності електродвигуна СТД-5000-2 від витратного навантаження насоса НМ-7000-210 для номінального значення частоти обертання ротора синхронного двигуна $n=3000 \text{ хв}^{-1}$

Визначимо залежність значення показника надійності СД від зміни частоти обертання його ротора.

На відміну від асинхронного двигуна, момент СД прямо пропорційно залежить від напруги, тому регулювання будемо здійснювати згідно із законом Костенко

$$\frac{U_{\text{ОС}}}{f_{\text{ВХ}}} = \text{const}. \quad (23)$$

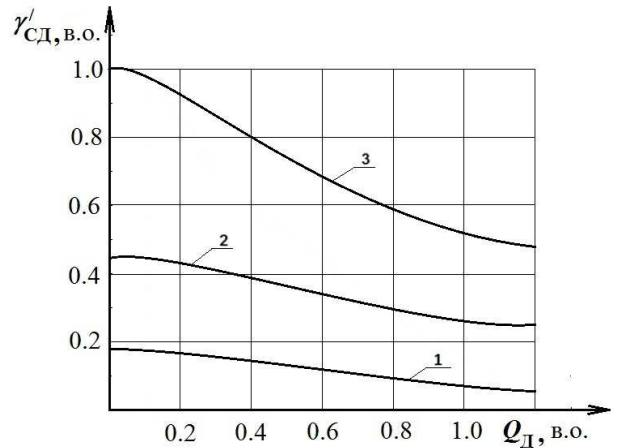
Зміна частоти $f_{\text{ВХ}}$ значно впливає на значення моменту СД. Тому основною особливістю частотного регулювання СД є те, що одночасно зі зміною частоти змінюють струм збудження згідно з виразом

$$\frac{f_{\text{ВХ}}}{f_{\text{ВХ}}^{\text{НОМ}}} = \frac{I_{\text{ЗБ}}}{I_{\text{ЗБ}}^{\text{НОМ}}}. \quad (24)$$

Оскільки при зниженні частоти обертання ротора СД надійність двигуна значно зростає, то для наочності показник нормалізовано (введено в діапазон зміни від 0 до 1) шляхом ділення на його максимальне значення $\gamma_{\text{СД}}^{\text{н}}$ для частоти обертання ротора 2000 хв^{-1}

$$\gamma'_{\text{СД}} = \frac{\gamma_{\text{СД}}}{\gamma_{\text{СД}}^{\text{н}}}. \quad (25)$$

Розрахункову залежність показника надійності електродвигуна СТД-5000-2 від витратного навантаження насоса НМ-3600-230 при різних значеннях частоти обертання ротора СД наведено на рисунку 9.



1 – $n=3000 \text{ хв}^{-1}$; 2 – $n=2500 \text{ хв}^{-1}$; 3 – $n=2000 \text{ хв}^{-1}$

Рисунок 9 – Розрахункова залежність показника надійності електродвигуна СТД-5000-2 від витратного навантаження насоса НМ-7000-210 для різних значень частоти обертання ротора синхронного двигуна

Для формалізації моделі надійності роботи ВН будемо використовувати показник $\gamma_{\text{ВН}}$, який залежить не лише від тривалості експлуатації насоса, але й від його режиму роботи [6] (рис. 10) і визначається витратним навантаженням $Q_{\text{Д}}$.

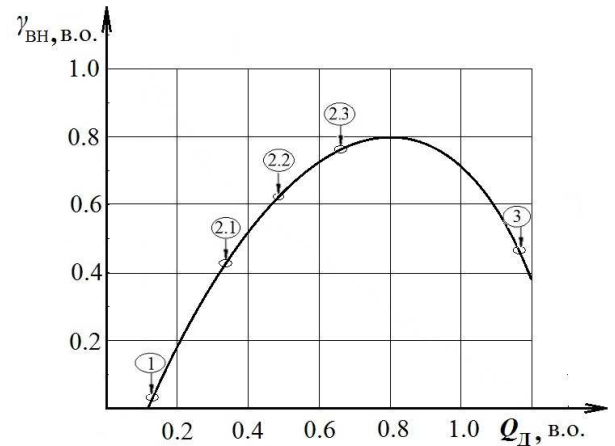


Рисунок 10 – Залежність показника надійності відцентрового насоса $\gamma_{\text{ВН}}$ від витратного навантаження $Q_{\text{Д}}$ для номінального значення частоти обертання його робочого колеса $n=3000 \text{ хв}^{-1}$

Робота ВН в неоптимальних витратних режимах спричиняє значне зниження надійності насоса, а саме, виникнення таких механічних проблем, як: вихід з ладу підшипників, торце-

вих ущільнень, руйнування валів і підвищена вібрація тощо.

Надійність роботи ВН необхідно розглядати для трьох робочих зон [6]: 1) робота з мінімальною витратою, яка виникає при запуску насоса; 2) режим недовантаження, при якому в зоні 2.1 можлива кавітація, а в зонах 2.2 і 2.3 можлива рециркуляція потоку на вході і виході робочого колеса. Як наслідок - суттєве зниження надійності роботи насоса; 3) режим перевантаження, який характеризується значним зростанням споживання енергії при зменшенні ККД та виникненням небезпеки втрати стійкості приводного СД.

Запропонований поділ характеристики надійності роботи ВН на робочі зони визначає лише загальні межі усталеного режиму роботи, в яких ВН повинен працювати. Як показано на рисунку 11, відносне значення витрати ВН впливає на його надійність, параметри якої можна визначити кількісно, наприклад, за середнім часом безвідмовної роботи [6].

Для кількісної оцінки надійності ВН застосовують теорію ймовірності та математичну статистику. Дана оцінка базується на об'єктивних статистичних даних про вихід з ладу ВН в різних умовах експлуатації, на основі яких можна було б побудувати відповідні криві розподілу відмов у часі для різних типів ВН. Проте дослідження надійності роботи ВН залежно від тривалості його експлуатації, потребує довготривалого збору статистичної інформації (виборок), який важко реалізувати на практиці, (немає служб, затрати часу, обладнання вимірювальних пристроїв тощо). Тому у роботі запропоновано застосувати такий показник надійності роботи ВН, який залежить не лише від тривалості експлуатації, але й від його режиму роботи. Зокрема в [13] індикатором надійності ВН вибрано віброшвидкість, оскільки вона залежить від режиму роботи насоса, а показник надійності ВН розраховано за формулою

$$\gamma_{ВН} = \left(1 - \left(\frac{v}{v_{\max}} \right) \right) + C, \quad (26)$$

де v , v_{\max} – відповідно поточне та максимальне значення віброшвидкості,

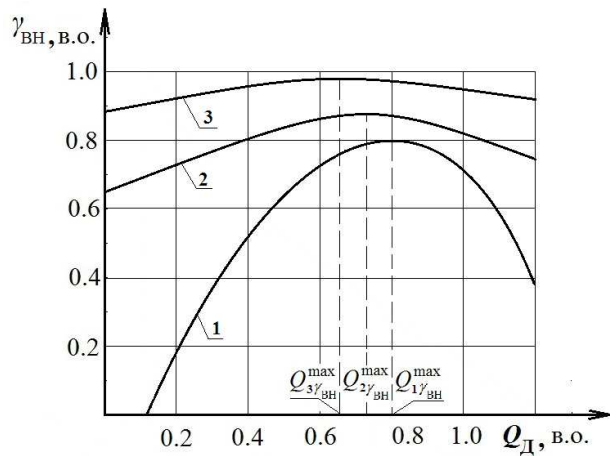
C – стала величина.

Згідно з рисунком 11 найбільш надійно насос працює при значенні витратного навантаження $Q_d = 0.8$, відмінному від номінального ($Q_d = 1$).

Вираз (26) також дає можливість аналітичного розрахунку показника надійності $\gamma_{ВН}$ при зміні частоти обертання ротора ВН (рис. 11). Згідно з [13]

$$\frac{v(n)}{v(n_{ном})} = (k_n)^2, \quad (27)$$

де $v(n)$, $v(n_{ном})$ – значення віброшвидкості, визначені при довільній та номінальній частотах обертання ротора СД.



1 – $n=3000 \text{ хв}^{-1}$; 2 – $n=2500 \text{ хв}^{-1}$; 3 – $n=2000 \text{ хв}^{-1}$

Рисунок 11 – Залежність показника надійності відцентрового насоса $\gamma_{ВН}$ від витратного навантаження Q_d при різних значеннях частоти обертання його робочого колеса

Шкала показника надійності ВН змінюється в межах від 0 до 1. Значення, рівне одиниці вказує на найкращий режим, який необхідно встановити для роботи ВН, що визначається мінімальними значеннями вібрації, температури підшипників та інших змінних, які пов'язані з терміном служби насоса. Таким чином, значення рівне 1 не означає нескінченне напруження на відмову, проте значення показників надійності ВН та СД менші 1 пов'язані зі зменшенням терміну їх роботи. Нульові значення показників $\gamma_{СД}$ та $\gamma_{ВН}$ безпосередньо не передбачають відмову НА, проте вказують на те, що таких умов експлуатації слід уникати [13]. При зменшенні частоти обертання робочого колеса ВН максимальні значення показників надійності зростають та зміщуються в зону менших витрат у порівнянні зі значенням при номінальній частоті обертання ротора ВН (рис. 11).

Таким чином ми отримали чотири показники ефективності та надійності роботи НА, залежність яких від витрати Q_d можна представити графічно на одному рисунку, зокрема для номінальної частоти обертання роторів НА ($n=3000 \text{ хв}^{-1}$) (рис. 12(a)).

Очевидно, що в процесі перекачування рідини необхідно досягати максимальних значень показників ефективності та надійності. Однак, цього неможливо досягти одночасно (рис. 12), оскільки екстремальні значення даних показників досягаються при різних значеннях витратного навантаження Q_d . Вказаний висновок справедливий і для інших відмінних від номінальної частот обертання роторів НА, що зокрема ілюструє рисунок 12б, де відображені вищезгадані залежності для частоти обертання $n=2000 \text{ хв}^{-1}$.

Таким чином, надалі необхідно вирішувати задачу оптимального керування режимами НА за критеріями ефективності та надійності із залученням методології багатоцільової оптиміза-

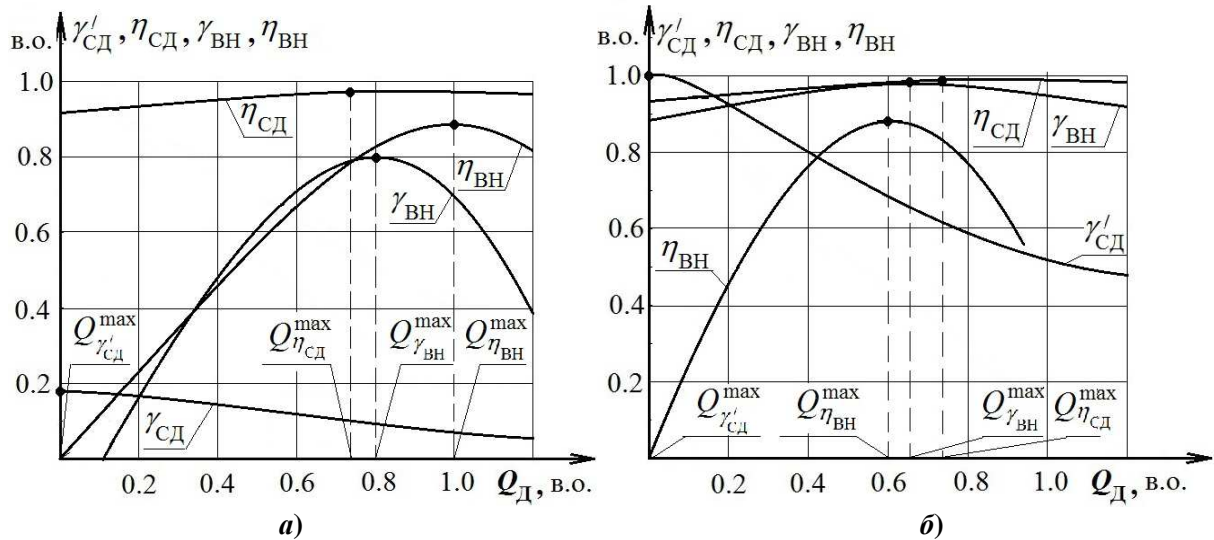


Рисунок 12 – Суміщені залежності показників ефективності та надійності насосного агрегата, що складається з синхронного двигуна типу «СТД-5000-2 та відцентрового насоса типу «НМ-7000-210» залежно від витратного навантаження Q_d для частоти обертання роторів $n=3000$ хв⁻¹(а) та $n=2000$ хв⁻¹(б)

ції (блок оптимізації в структурно-функціональній схемі, зображеній на рисунку 2).

Висновки

1. Оптимізацію режимів роботи НА НПС слід проводити на засадах системного підходу з одночасним використанням показників ефективності та надійності СД та ВН.
2. Формалізовані математичні моделі ефективності та надійності залежно від витратного навантаження для різних частот обертання роторів НА типу «СТД-5000-2 та НМ-7000-210», які відображають енергетичний взаємозв'язок між підсистемами різної фізичної природи.
3. Екстремальні значення показників ефективності та надійності СД та ВН досягаються при різних значеннях витратного навантаження Q_d , що вимагає залучення методів багатокритеріальної оптимізації для знаходження «узгодженого оптимуму» для вибору оптимального режиму НА.
4. Для потужних ВН з коефіцієнтом швидкохідності $n_s \geq 150$ зміна витратного навантаження не значно впливає на ККД СД, коефіцієнт завантаження яких залишається високим ($k_3 > 0.75$), навіть у режимі неробочого ходу насоса.

Література

- 1 Костышин В.С. Оптимизация работы магистральных насосных агрегатов по критериям эффективности и режимной надежности / В.С. Костышин, И.И. Яремак // Трубопроводный транспорт - 2015: Материалы X Международной учебно-научно-практической конференции / редкол.: Р.Н. Бахтизин и др. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2015. – С. 366-367.
- 2 Ладанюк А.П. Основи системного аналізу / А.П. Ладанюк. – Вінниця: Нова книга, 2004. – 173 с.
- 3 Костишин В. С. Аналіз енергоефективності нафтоперекачувального насосного агрегата / В. С. Костишин, І. І. Сорохтей // Нафтогазова енергетика. – 2009. – №2(11). – С.76–79.
- 4 ДСТУ 3886 – 99. Енергозбереження. Системи електроприводу. Метод аналізу та вибору. – К.: Держстандарт України, 2000. – 55с.
- 5 Val S. Lobanoff & Robert R. Ross/ Centrifugal Pumps design and application. – Jaico publishing house, 1995. – 2nd edition. – pp. 333-353.
- 6 Barringer, P. (2003). A “Life Cycle Cost Summary”, In: *International Conference of Maintenance Societies (ICOMS)*. Perth, Australia.
- 7 Костишин В.С. Моделювання режимів роботи відцентрових насосів на основі електрогидравлічної аналогії. – Івано-Франківськ: Факел, 2000. –163 с.

8. V.S. Kostyshyn Simulation of performance characteristics of centrifugal pumps by the electrohydrodynamic analogy method / V.S. Kostyshyn, P.O. Kurllyak // Journal of Hydrocarbon Power Engineering. – 2015. – Vol. 2, Issue 1. – pp. 24-31.

9 Коршак А.А. Технологический расчет магистрального нефтепровода: учебное пособие / А.А. Коршак, Е.М. Муфтахов. – Уфа: ДизайнПолиграфСервис, 2005. – 98 с.

10 Сыромятников И.А. Режимы работы асинхронных и синхронных электродвигателей / И. А. Сыромятников. — М.- Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 528 с.

11 Лезнов Б.С. Частотно-регулируемый электропривод насосных установок / Б.С. Лезнов. – М.: Машиностроение, 2013. – 176 с.

12 Перехідні процеси в системах електропостачання: підручник / Г.Г.Півняк, В.М. Винославський, Л.І.Несен; за ред. Г.Г.Півняка. – Київ: Вища школа, 2000. – 597с.

13 Ahonen, T. (2011). Monitoring of centrifugal pump operation by a frequency converter. *Doctoral Thesis. Lappeenranta University of Technology, Finland.* ISBN 978-952-265-075-7.

Стаття надійшла до редакційної колегії
24.02.17

Рекомендована до друку
професором **Семенцовим Г.Н.**
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
професором **Бурбелом М.И.**
(Вінницький національний технічний
університет, м. Вінниця)

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКОНОМІЧНОСТІ ТА ПОТУЖНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПОРШНЕВИХ ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ

В.Я. Грудз, Я.В. Грудз, С.В. Бегін

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727138,
e-mail: snp@nimg.edu.ua

Розглядаються питання впливу зовнішніх факторів, зокрема барометричного тиску, температури і вологості атмосферного повітря, а також фізичних властивостей паливного газу на потужність і економічність поршневого газоперекачувального агрегату в умовах компресорних станцій підземних сховищ газу. На основі проведених експериментів визначено індикаторну потужність і ефективний коефіцієнт корисної дії силової частини газомотокомпресора і побудовано кореляційні залежності від вказаних параметрів. Регресійний аналіз отриманих залежностей дозволив отримати емпіричні формули для визначення індикаторної потужності та ефективного ККД силових циліндрів у різних кліматичних і погодних умовах, що дає змогу прогнозувати режими експлуатації компресорних станцій ПСГ з урахуванням зовнішніх впливів.

Ключові слова: газомотокомпресор, силовий циліндр, потужність, економічність, фактори зовнішнього впливу.

Рассматриваются вопросы влияния внешних факторов, в частности барометрического давления, температуры и влажности атмосферного воздуха, а также физических свойств топливного газа на мощность и экономичность поршневых газоперекачивающих агрегатов в условиях компрессорных станций подземных хранилищ газа. По результатам приведенных экспериментов определены индикаторная мощность и эффективный коэффициент полезного действия силовой части газомотокомпрессора, а также построена корреляционная зависимость от указанных параметров. Регрессионный анализ полученных зависимостей позволил получить эмпирические формулы для определения индикаторной мощности и эффективного КПД силовых цилиндров в различных климатических и погодных условиях для прогнозирования режимов эксплуатации компрессорных станций ПХГ с учетом внешних воздействий.

Ключевые слова: газомотокомпрессоров, силовой цилиндр, мощность, экономичность, факторы внешнего воздействия.

The article deals with issues concerning the influence of external factors, such as barometer pressure, the atmospheric air temperature and moisture, physical properties of fuel gas on the capability and efficiency of gas-compressor unit pistons at compressor stations of underground storage facilities. Based on the conducted experiments true power and effective efficiency of the gas engine compressor power part have been identified and the correlation dependencies on specified parameters have been developed. The regression analysis of received dependencies allowed to obtain empiric formulas for defining true power and effective efficiency of the actuators at various climate and weather conditions that allow to forecast the operational modes of gas-compressor units of underground storage facilities, taking into account external factors.

Key words: gas engine compressor, actuator, capability, efficiency, external factors.

Вступ. Газотранспортна системи України експлуатує парк газоперекачувальних агрегатів, до якого входять відцентрові нагнітачі і поршневі компресори. Поршневі компресори складають близько 40% парку, а загальна потужність ПГПА в парку перевищує 5,5 МВт. Агрегати об'єднані в систему ПСГ, призначення якої полягає у закачуванні і відборі газу у відповідні періоди експлуатації сховища. У цій системі агрегати можуть знаходитися в послідовному і паралельному з'єднанні. Агрегати, що з'єднуються паралельно, утворюють підсистему – компресорну станцію.

Зміна функціональних характеристик системи ПСГ може призвести до значних економічних збитків у зв'язку з недопоставками газу споживачам. Енергетична ефективність такої системи можна характеризувати деяким показником, одержуваним як сума показників енергоефективності паралельно з'єднаних незалежних підсистем. Тому забезпечення ефективної роботи окремих ПГПА призведе до економії енергоносіїв при забезпеченні споживачів природним газом.

Функціональні характеристики одного газоперекачувального агрегату визначаються його типом, технічним станом та зовнішніми впливами, до яких, насамперед, слід віднести характеристики природних умов та параметри транспортованого газу. Дослідження впливу атмосферних умов та характеристик природного газу на експлуатаційні показники агрегатів дозволить запропонувати загальні закономірності покращення паливно-економічних параметрів поршневих ГПА.

Огляд літературних джерел. Дослідженню ефективності і надійності роботи поршневих ГПА в умовах компресорної станції ПСГ присвячено роботи К.В. Ісаєва [1], А.С.Копелевича [2], А.А. Козобкова [3], В.М. Михліна [4], П.І. Пластиніна [5], Б.М. Смереки [6], М.І. Френкеля [7], Г.К. Храпача [8] та ін. Ними розглянуті режими роботи ПГПА, можливості їхнього регулювання, динаміка роботи клапанів, вивчені аспекти розрахунків економічності й надійності та методи їх підвищення. Однак, проблемі діагностування стану силового цилін-

дра в умовах змінних параметрів зовнішнього впливу та характеристик паливного газу з метою підвищення ефективності і надійності експлуатації при переході на систему обслуговування за реальним технічним станом елементів обладнання практично не приділено уваги.

Слід також відзначити роботи В.В. Костіва [9], в яких розглядається експлуатація і діагностування технічного стану поршневіх ГПА в умовах компресорних станцій ПСГ, однак результати наведених досліджень стосуються виключно компресорної частини агрегату, в той час, як силовий блок слугує її приводом і не може не впливати на ефективність експлуатації газомотокомпресора загалом.

Мета дослідження. Метою дослідження було встановлення впливу атмосферних умов та характеристик природного газу, як пального ПГПА, на потужність і економічність двигуна компресора.

Для досягнення поставленої мети проводились серії експериментів на газоперекачувальних агрегатах МК-8, встановлених на компресорній станції Богородчанського ПСГ. В кожній серії експериментів незалежними змінними вважалися значення барометричного тиску, температури атмосферного повітря на рівні повітрязбірників ГПА, відносної вологості атмосферного повітря і відносної густини паливного газу.

Методика проведення досліджень. Барометричний тиск вимірювали і реєстрували в часі за допомогою стандартного барометра типу ПБС-760-2 безперервно впродовж кожної доби.

Температуру атмосферного повітря вимірювали стандартним шкальним термометром і записували в журнал через кожні дві години впродовж доби.

Відносна вологість атмосферного повітря вимірювалася стандартним психрометром Августа і записувалася в журнал через кожні дві години протягом доби.

Відносну густину газу обчислювали за його складом, який визначали у хіміфізлабораторії підприємства і записували в журнал двічі на добу.

Використавши результати вимірювань, вибрано наступні незалежні змінні параметри:

- відносний барометричний тиск

$$p = h\rho g / 10^5,$$

де h – покази барометра, мм рт. ст.;

ρ – густина ртуті;

– відносна температура атмосферного повітря

$$T = 273 + t / 273,$$

де t – покази термометра, С;

– відносна вологість повітря φ ;

– відносна густина паливного газу Δ .

Функціями-відгуками в кожній серії експериментів вважалися індикаторна потужність силових циліндрів газомотокомпресора N_i і

ефективний коефіцієнт корисної дії (ККД) приводу η .

Аналізуючи вхідну інформацію за період 2015–2016 рр. вибрали такі режими експлуатації ПГПА в умовах компресорної станції Богородчанського ПСГ, в яких досягалася максимальна зміна одного з незалежних параметрів при практично сталих значеннях решти. За таких умов діапазон зміни барометричного тиску склав h (773;709), мм рт. ст., діапазон зміни температури атмосферного повітря t (30°С; –5°С), діапазон зміни відносної вологості атмосферного повітря φ (44,5%;82,3%) і діапазон зміни відносної густини паливного газу Δ (0,556;0,672).

Для вказаних діапазонів зміни незалежних параметрів визначали значення функцій-відгуків, якими вважалися індикаторна потужність силових циліндрів газомотокомпресора N_i і ефективний ККД приводу η .

Ефективна потужність силових циліндрів газомотокомпресора визначали методом оброблення індикаторних діаграм, приклад яких подано на рисунку 1.

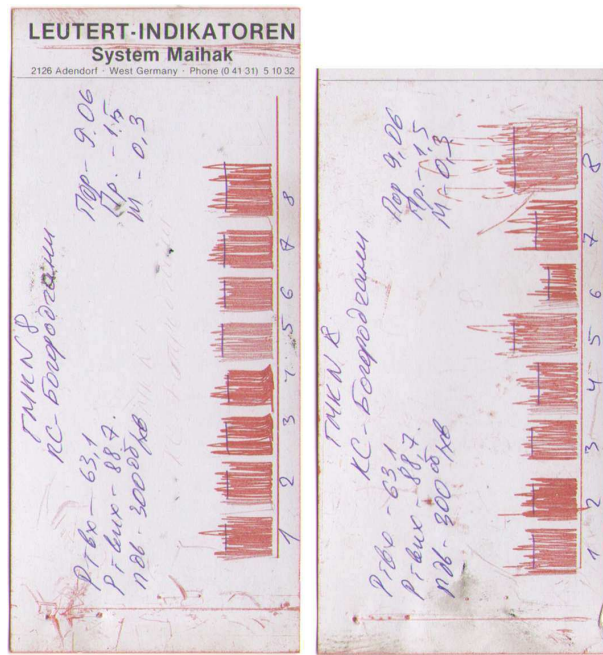


Рисунок 1 – Приклад індикаторних діаграм силових циліндрів газомотокомпресора № 8 компресорної станції Богородчанського ПСГ

За результатами оброблення індикаторних діаграм для кожного випадку і для кожного окремого циліндра газомотокомпресора визначали величину середньоіндикаторного тиску $P_{срi}$ і об'єм, що описує поршень V_h . Тоді індикаторна потужність силового циліндра визначалася за формулою

$$N_t = P_{срi} V_h \omega, \quad (1)$$

де ω – кутова швидкість обертання вала газомотокомпресора.

Якщо середньоіндикаторний тиск у різних циліндрах газомотокомпресора виявлявся різ-

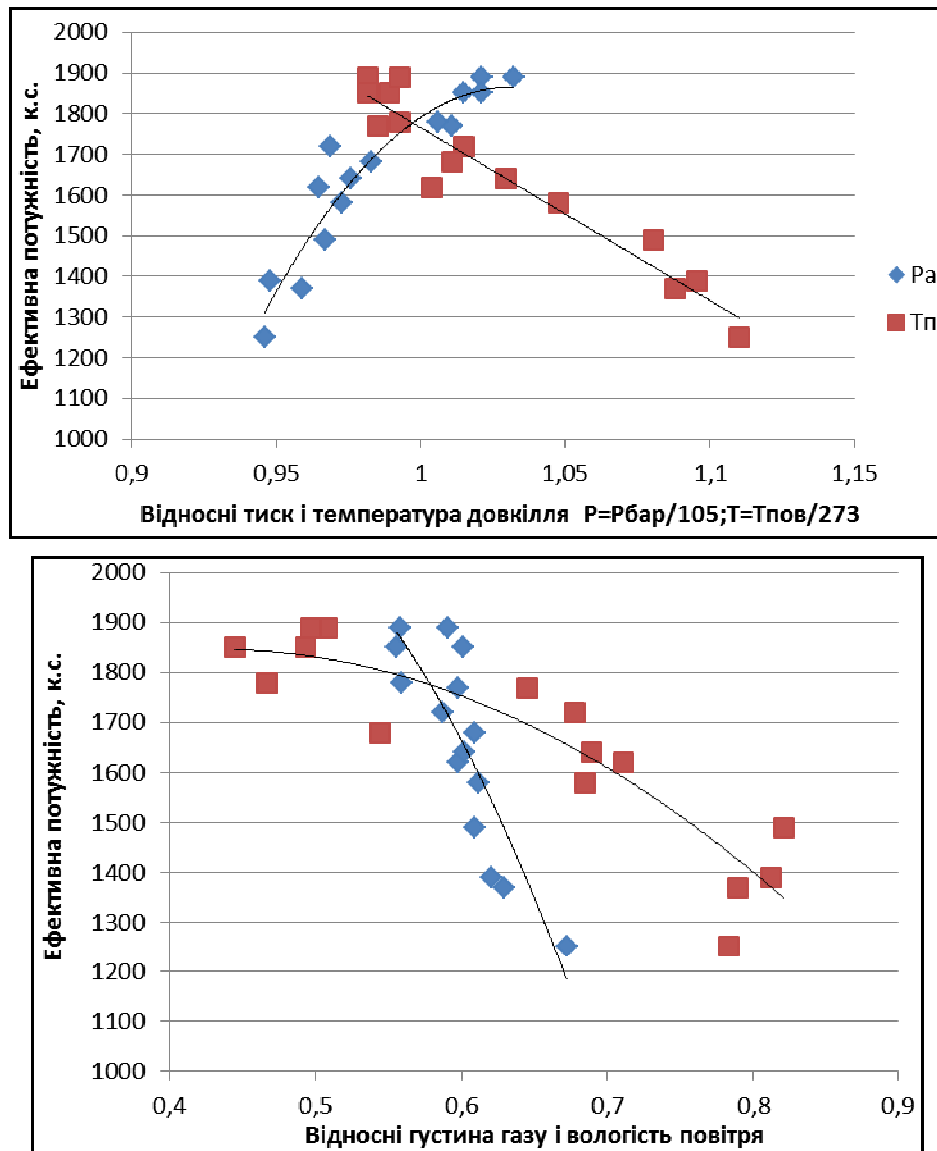


Рисунок 2 – Залежність ефективної потужності газомотокомпресора від відносних параметрів

ним за величиною, то сумарна індикаторна потужність агрегату визначалася як сума індикаторних потужностей всіх силових циліндрів, тобто

$$P_{cp\ Kt} = \frac{1}{8} \sum_{n=1}^8 P_{cpin} \quad (2)$$

де n – номер циліндра.

Величина ефективного ККД силової частини газомотокомпресора визначалася відношенням корисної потужності до величини підведеної енергії за одиницю часу. Корисною потужністю вважалася індикаторна потужність, визначена за індикаторними діаграмами за співвідношеннями (1) і (2) N_{Ki} . Для визначення величини підведеної енергії за одиницю часу вимірювалася витрата паливного газу q і розраховувалася за відомим складом газу його нижчу теплотворну здатність Q_p^H

$$Q_p^H = \sum_i Q_{p_i}^H v_i \quad (3)$$

де v_i – об'ємна концентрація i -того компонента газу в суміші.

Підведена до силових циліндрів енергія з потоком паливного газу складає

$$E = qQ_p^H \quad (4)$$

Тоді ефективний ККД силової частини газомотокомпресора:

$$\eta = \frac{N_{Ki}}{E} \quad (5)$$

Результати досліджень і їх аналіз. За приведеною методикою виконано розрахунки індикаторної потужності газомотокомпресора і його ефективного ККД для різних значень незалежних параметрів із вказаних діапазонів. В результаті отримано графічні залежності (рис. 2 і 3).

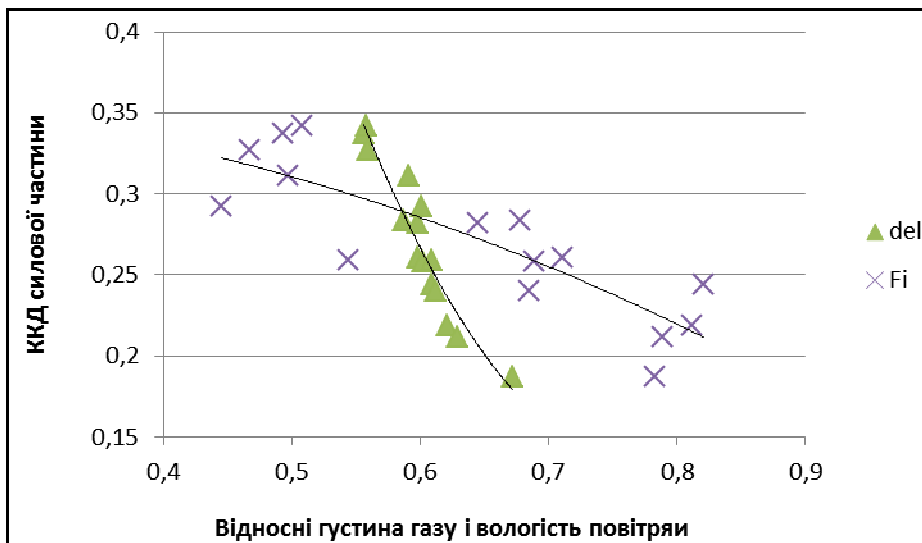
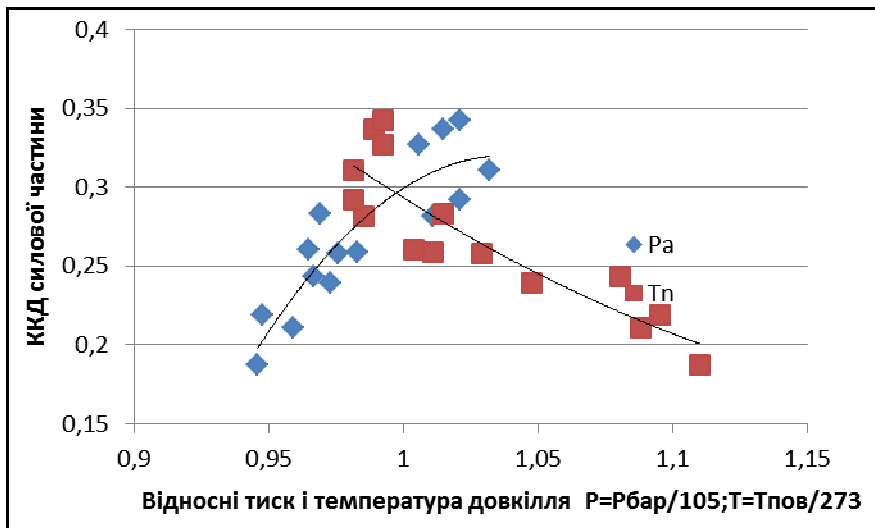


Рисунок 3 – Залежність ефективного ККД газомотокомпресора від відносних параметрів

Аналіз отриманих залежностей показує, що зростання барометричного тиску і зменшення температури атмосферного повітря призводять до підвищення індикаторної потужності силових циліндрів і зростання ефективного ККД. З фізичної точки зору, тиск і температура повітря визначають його стан, зокрема густину. Тому збільшення густини атмосферного повітря, викликане зростанням барометричного тиску і спадом температури, призводить до зростання маси кисню в газоповітряній суміші, яка згоряє в силовому циліндрі і забезпечує збільшення маси газу, що подається в силовий циліндр. Загалом зростання маси газоповітряної суміші збільшує її енергоємність і призводить до підвищення потужності.

Зростання вологості атмосферного повітря, навпаки, призводить до зменшення маси кисню, що подається в циліндр, і зменшує індикаторну потужність силового циліндра.

Збільшення відносної густини паливного газу, тобто зростання його маси при сталому об'ємі, вимагає зростання масової подачі кисню в циліндр. Тому при незмінній подачі повітря газоповітряна суміш в силовому циліндрі

збіднена, що викликає зниження індикаторної потужності. Крім того, при зростанні відносної густини паливного газу зростає його теплотворна здатність у розрахунку на одиницю об'єму газу, але зменшується в розрахунку на одиницю маси газу. В результаті загальний ефект зменшення потужності при зростанні відносної густини газу посилюється. Тому залежність індикаторної потужності від відносної густини паливного газу є найбільш сильною.

Залежності ефективного ККД від перелічених параметрів повторюють фізичну картину процесу перетворення теплової енергії згоряння газового пального у силовому циліндрі на механічну енергію привода компресора.

Обробка отриманих графічних залежностей методами математичної статистики, зокрема використання множинної кореляції в поєднанні з методом найменших квадратів, дозволили побудувати лінії регресії для функціональних залежностей індикаторної потужності і ефективного ККД силової частини газомотокомпресора МК – 8 від відносних величин барометричного тиску, температури атмосферного повітря, його вологості і густини паливного

газу. Ці залежності мають вигляд степеневих функцій:

– для індикаторної потужності

$$N_i = 611,55P^{0,277}T^{-0,05}\varphi^{0,564}\Delta^{-1,424}, \quad (6)$$

– для ефективного ККД

$$\eta = 1,243P^{0,667}T^{-0,361}\varphi^{0,675}\Delta^{-3,55}. \quad (7)$$

Висновки

Наведені залежності дозволяють прогнозувати режим роботи компресорних станцій підземних сховищ газу, обладнаних газомотокомпресорами, при заданих величинах продуктивності і ступеня стискування з урахуванням передбачень гідрометеоцентру про погодні умови в регіоні, що дозволить забезпечити нормальний режим експлуатації ПСГ.

Таким чином, на основі проведених експериментальних досліджень у виробничих умовах встановлено закономірності впливу зовнішніх факторів, зокрема барометричного тиску, температури і вологості атмосферного повітря, а також відносної густини паливного газу на потужність і економічність силової частини газомотокомпресора, що дозволить забезпечити ефективну роботу компресорної станції підземного сховища газу.

Література

- 1 Исаев К.В. Теория и эксперименты по идентификации рабочего процесса поршневых машин / К.В. Исаев, Е.Д. Соложенцев // В сб. Исследования в области компрессорных машин и технологии их производства. – Сумы, 1975. – С. 58-69.
- 2 Копелевич А.С. Об одном соотношении в термодинамике поршневого компрессора / А.С. Копелевич // Теплоэнергетика. – 1977. – № 4. – С. 47-50.
- 3 Козобков А.А. Проведение индикаторной диаграммы компрессора к стандартной влажности газа при постановке технического диагноза / А.А. Козобков, Б.Н. Ходов // Труды МИНХ и ГП. – 1980. – № 153. – С. 175-179.
- 4 Михлин В.М. Прогнозирование технического состояния машин / В.М. Михлин. – М.: Колос, 1976. – 287 с.
- 5 Пластинин П.И. Введение в математическое моделирование поршневых компрессоров / П.И. Пластинин, В.К. Твалчредидзе. – М.: МВТУ им. И.Э.Баумана, 1976. – 78 с.
- 6 Смерека Б.М. Температурный метод диагностики клапанов компрессорных цилиндров поршневых газоперекачивающих агрегатов / Б.М. Смерека, В.В. Дворяшин, А.К.Скуинь // Транспорт и хранение газа. – М., РС/ВНИИЭ-газпром, 1977. – № 5. – С. 3-11.
- 7 Френкель М.И. Поршневые компрессоры / М.И. Френкель. – Л.: Машиностроение, 1972. – 232 с.
- 8 Храпач Г.К. Надёжность работы поршневых газоперекачивающих агрегатов / Г.К. Храпач. – М.: Недра, 1978. – 192 с.
- 9 Костів В.В. Узагальнений параметр як якісна характеристика технічного стану циліндра газомотокомпресора / В.В. Костів // Тези доповіді на конференції професорсько-викладацького складу Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2002. – С. 37-38.

Стаття надійшла до редакційної колегії
27.02.17

Рекомендована до друку
професором **Середюк М.Д.**
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
професором **Мельником Р.А.**
(Національний університет
«Львівська політехніка», м. Львів)

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕРОЗІЙНОГО ЗНОШУВАННЯ ФАСОННИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТРУБОПРОВОДІВ

Я. В. Дорошенко, В. Б. Запхляк, Т. І. Марко, Р. Б. Стасюк

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727138,
e-mail: s r g g @ n i n g . e d u . u a*

Розроблено і побудовано багатофункціональний експериментальний стенд-макет лінійної частини газопроводу для комплексних досліджень руху двофазних потоків прозорими фасонними елементами трубопроводів, руху внутрішньотрубних засобів трубопроводами, ефективності очищення трубопроводів різними способами. Наведена принципова схема експериментального стенду, описана методика експериментальних досліджень ерозійного зношування фасонних елементів (відводів, трійників) трубопроводів.

Місця інтенсивного ерозійного зношування відводів, трійників виявлялись експериментальним шляхом та комп'ютерним моделюванням багатофазних потоків в програмному комплексі ANSYS Fluent R17.0 Academic.

Для трійників дослідження виконувались для різних схем руху потоку (потік рухається магістраллю трійника і з магістралі частина потоку перетікає у відвід трійника; потік рухається магістраллю трійника і з магістралі направляється у відвід трійника; потік рухається відводом трійника і з нього спрямовується у одну з сторін магістралі трійника).

Для експериментального виявлення місць ерозійного зношування фасонних елементів трубопроводів їх внутрішня поверхня фарбувалась трьома шарами червоної фарби. Місце інтенсивного ерозійного зношування прозорих фасонних елементів трубопроводів визначалось шляхом виявлення місць їх внутрішньої поверхні з видаленою двофазним потоком фарбою.

Результати комп'ютерного моделювання були візуалізовані в постпроцесорі програмного комплексу побудовою полів швидкості ерозійного зношування на контурах фасонних елементів.

Отримані результати є корисними для фахівців, які займаються обстеженням магістральних газопроводів.

Ключові слова: відвід, двофазний потік, експериментальний стенд, кварцовий пісок, трійник.

Разработан и построен многофункциональный экспериментальный стенд-макет линейной части газопровода для комплексных исследований движения двухфазных потоков прозрачными фасонными элементами трубопроводов, движения внутритрубных средств трубопроводами, эффективности очистки трубопроводов различными способами. Приведена принципиальная схема экспериментального стенда, описана методика экспериментальных исследований эрозионного износа фасонных элементов (отводов, тройников) трубопроводов.

Места интенсивного эрозионного износа отводов, тройников определялись экспериментальным путем и компьютерным моделированием многофазных потоков в программном комплексе ANSYS Fluent R17.0 Academic.

Для тройников исследования выполнялись для различных схем движения потока (поток движется магистралью тройника и с магистрали часть потока перетекает в отвод тройника; поток движется магистралью тройника и с магистрали направляется в отвод тройника; поток движется отводом тройника и из него направляется в одну из сторон магистрали тройника).

Для экспериментального обнаружения мест эрозионного износа фасонных элементов трубопроводов их внутренняя поверхность красилась тремя слоями красной краски. Место интенсивного эрозионного износа прозрачных фасонных элементов трубопроводов определялось путем выявлением мест их внутренней поверхности с удаленной двухфазным потоком краской.

Результаты компьютерного моделирования были визуализированы в постпроцессоре программного комплекса построением полей скорости эрозионного износа на контурах фасонных элементов.

Полученные результаты полезны для специалистов, занимающихся обследованием магистральных газопроводов.

Ключевые слова: отвод, двухфазный поток, экспериментальный стенд, кварцевый песок, тройник.

Multifunctional experimental model of a gas pipeline linear section for researching the two-phase flow by pipeline fittings, in-tube flow, and the cleaning efficiency of pipelines by means of different methods has been developed and constructed. A design of experimental model has been proposed and the methodology for the experimental research of erosive wear of the pipeline fittings (bends, t-sockets) has been described.

Places of intensive erosive wear of bends and t-sockets have been defined by experimentation and computer modeling of multi-phase flows in software ANSYS Fluent R17.0 Academic.

The research for t-sockets has been performed for different schemes of flow (it is flown at the main pipe of a t-socket, and then a part of flow runs into the bend of a t-socket; it is flown at the main pipe of a t-socket and from there into the t-socket's bend; it is flown at the t-socket's bend and then into one of the main pipes of a t-socket).

To reveal the places of erosive wear of pipeline fittings, their inner surface has been painted red in three layers. The place of intensive erosive wear has been defined through discovering the places where paint was removed by two-phase flow.

The computer modeling results have been visualized in postprocessor software system by constructing the fields of erosive wear rate on fittings lines.

The obtained results are useful for specialists engaged in researching the main gas pipelines.

Keywords: bend, two-phase flow, experimental model, quartz sand, T-socket.

Вступ. Транспортований магістральними газопроводами природний газ містить рідкі та тверді частинки (забруднення). До рідких відносяться газовий конденсат, вода, мастило та інші вуглеводні. До твердих – винесена з свердловин родовищ порода, пісок, окалина, яка відшарувалась від внутрішньої стінки труб, продукти внутрішньотрубної корозії. Причини наявності таких забруднень у внутрішній порожнині газопроводів різні. Перш за все це неякісне очищення газу на промислі, конденсування рідини з газового потоку за сприятливих термодинамічних умов під час перекачування газу газопроводом, винесення мастила з підшипників нагнітачів газоперекачувальних агрегатів, неякісне очищення внутрішньої порожнини газопроводу перед здаванням у експлуатацію тощо. Аварійні відмови, неякісна робота устаткування сепарації установок комплексної підготовки газу газодобувних підприємств України, зумовлена виснаженням родовищ (зменшується тиск, витрата), зношення внутрішніх відбійників сепараторів, призводять до подавання в магістральні газопроводи великого обсягу пластової води, конденсату, частинок породи, винесеної газовим потоком з свердловини. Хімічна реакція між металом труби і рідкими забрудненнями накопиченими у понижених місцях газопроводів, призводять до внутрішньотрубної корозії і утворення твердих частинок.

Наявність у внутрішній порожнині газопроводів рідких і твердих частинок призводить до виникнення багатофазних потоків, які відрізняються набагато складнішою фізикою, ніж однофазні. Під час руху багатофазних потоків фасонними елементами (відводами, трійниками) лінійної частини газопроводів рідкі та тверді частинки ударяються до стінки трубопроводу, що призводить до його ерозійного зношування. Ерозія фасонних елементів лінійної частини газопроводів може призвести до розриву труби і втрат продукту, становить загрозу для життя і може бути причиною руйнувань будівель, оскільки велика кількість таких елементів розміщена в середині будівель та в межах території компресорних станцій, підземних сховищ газу, надземних переходів, які містять компенсатори. Для своєчасного та якісного обстеження фасонних елементів треба знати місця їх максимального ерозійного зношування.

Процес ерозійного зношування є надзвичайно складним явищем. Для якісного обстеження фасонних елементів трубопроводів важливо знати місця їх ерозійного зношування, оскільки зміщення ультразвукового первинного перетворювача тільки на кілька сантиметрів від місця ерозійного зношування може призвести до суттєвого зниження якості обстеження фасонних елементів. Щоб повно і всебічно дослідити ерозійне зношування фасонних елементів лінійної частини газопроводів треба мати інфо-

рмацію про фізичну картину руху ними багатофазних потоків. Треба знати місця інтенсивного ударяння рідких і твердих частинок, які переносяться потоком природного газу, до стінки трубопроводу, швидкість, діаметри частинок, кути атаки в місці ударяння. В реальних умовах магістральних газопроводів таку інформацію отримати неможливо, оскільки:

- труби магістральних газопроводів сталеві, що унеможлиблює візуальне спостереження за потоком;

- неможливо визначити точне значення швидкості рідких і твердих частинок в будь-якій точці тривимірного потоку газу в фасонному елементі;

- магістральні газопроводи перебувають під високим тиском;

- неможливо візуалізувати потік газу в магістральному газопроводі.

На сьогодні таку інформацію можна отримати моделюванням тривимірних потоків у сучасних програмних комплексах CFD (Computational Fluid Dynamics) моделювання. Підтвердити достовірність такого моделювання можна експериментальними дослідженнями в лабораторних умовах шляхом дослідження руху двофазного потоку прозорими трубами та прозорими фасонними елементами.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій. Багатофазні турбулентні потоки спостерігаються в трубопроводах різного призначення (газопроводах, нафтопроводах, нафтопродуктопроводах, азотпроводах, паропроводах атомних і теплових електричних станцій, пневмотранспорті тощо). Це зумовлює цікавість багатьох дослідників до їх вивчення. Теоретично та експериментально рух таких потоків трубопроводами досліджували багато науковців.

Комп'ютерним моделюванням багатофазних тривимірних потоків у фасонних елементах трубопроводів різноманітними програмними комплексами займаються багато сучасних науковців. Їхні результати підтверджують, що такі програмні комплекси є ефективним засобом для отримання фізичної картини руху багатофазного потоку у вказаних елементах, визначення місць інтенсивного ударяння частинок до стінки трубопроводу, швидкості частинок. Abdolkarimi V. і Mohammadikah R. [1], Kuan B. [2], K. Mohanarangam, Z. Tian, і J. Tu [3], [4], Ibrahim K., El-Kadi M., Named M. і El-Behery S. [5], Tian Z. [6] комп'ютерним моделюванням досліджували рух твердих частинок відводами трубопроводів діаметром до 300 мм з кутом повороту на кут 90°. Визначали траєкторії руху частинок різних діаметрів, швидкості їх руху. Azimian M. і Bart H.-J. комп'ютерним моделюванням досліджували рух твердих частинок відводом та трійником пульпопроводу діаметра-

ми 40 мм [7]. Q. Mazumder досліджував ерозійне зношування S-зігнутої труби внутрішнім діаметром 12,7 мм. Було виявлено місця ерозійного зношування S-зігнутої труби комп'ютерним моделювання і експериментально виявлено місця ударяння частинок піску розміром 150 і 300 мкм до стінок прозорої пластикової S-зігнутої труби [8]. Дорошенко Я.В., Марко Т. І., Дорошенко Ю.І. комп'ютерним моделюванням досліджували рух багатозначних потоків фасонними елементами обв'язки компресорної станції. Побудувавши траєкторії руху крапель конденсату і твердих частинок фасонними елементами виявлено місця їх інтенсивного ударяння до стінки трубопроводу, визначено швидкість, кути атаки, діаметри в місці ударяння [9, 10].

Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми, якій присвячується дана стаття. Якщо однофазні газові (повітряні) потоки у фасонних елементах трубопроводів вивчені достатньо добре, то багатозначні потоки у відводах, трійниках вивчені не достатньо. Фізична картина багатозначного потоку в фасонних елементах магістральних газопроводів є складною, неоднозначною і її досить важко розрахувати теоретично, а в реальних умовах магістральних газопроводів експерименти виконати неможливо. Результати експериментальних досліджень, де б чітко було видно або описано траєкторії руху частинок фасонними елементами трубопроводів, місця їх інтенсивного ударяння до стінки, діаметри частинок, кути атаки в місці ударяння, місця ерозійного зношування фасонних елементів знайти важко.

Формулювання цілей статті. Завданням є розроблення експериментального стенду для дослідження руху двофазних потоків фасонними елементами трубопроводів. Виявлення місць інтенсивного ерозійного зношування фасонних елементів трубопроводів.

Виклад основного матеріалу

Сучасні програмні комплекси CFD моделювання тривимірних потоків дають можливість досліджувати рух однофазних, багатозначних потоків трубопроводами, фасонними елементами трубопроводів.

Комп'ютерне моделювання фізичної картини руху газового потоку фасонними елементами газопроводів складної геометрії складається з трьох етапів:

- моделювання турбулентного руху газу фасонними елементами газопроводів [11];
- моделювання руху дискретних фаз в потоці газу фасонними елементами газопроводів [9, 10];
- моделювання ерозійного зношування стінок фасонних елементів газопроводів [10].

Результати моделювання в таких комплексах візуалізуються побудовою ліній течії, полів модуля швидкостей та тиску на контурах в поперечних і поперечних перерізах, заливки модуля швидкостей та тиску в внутрішній порож-

нині фасонних елементів [11], побудовою траєкторій руху дискретних фаз в потоці природного газу, які забарвлюються в кольори, що відповідають швидкості та діаметру крапель і твердих частинок відповідно до шкали значень [9], [10], побудовою полів концентрації дискретної фази та полів швидкості ерозійного зношування на контурах фасонних елементів трубопроводів складної геометрії [10].

Однак для більш повного розуміння фізичної картини руху однофазних, двофазних потоків фасонними елементами трубопроводів складної геометрії потрібний комплексний підхід – комп'ютерне моделювання і його апробування експериментальними дослідженнями в лабораторних умовах.

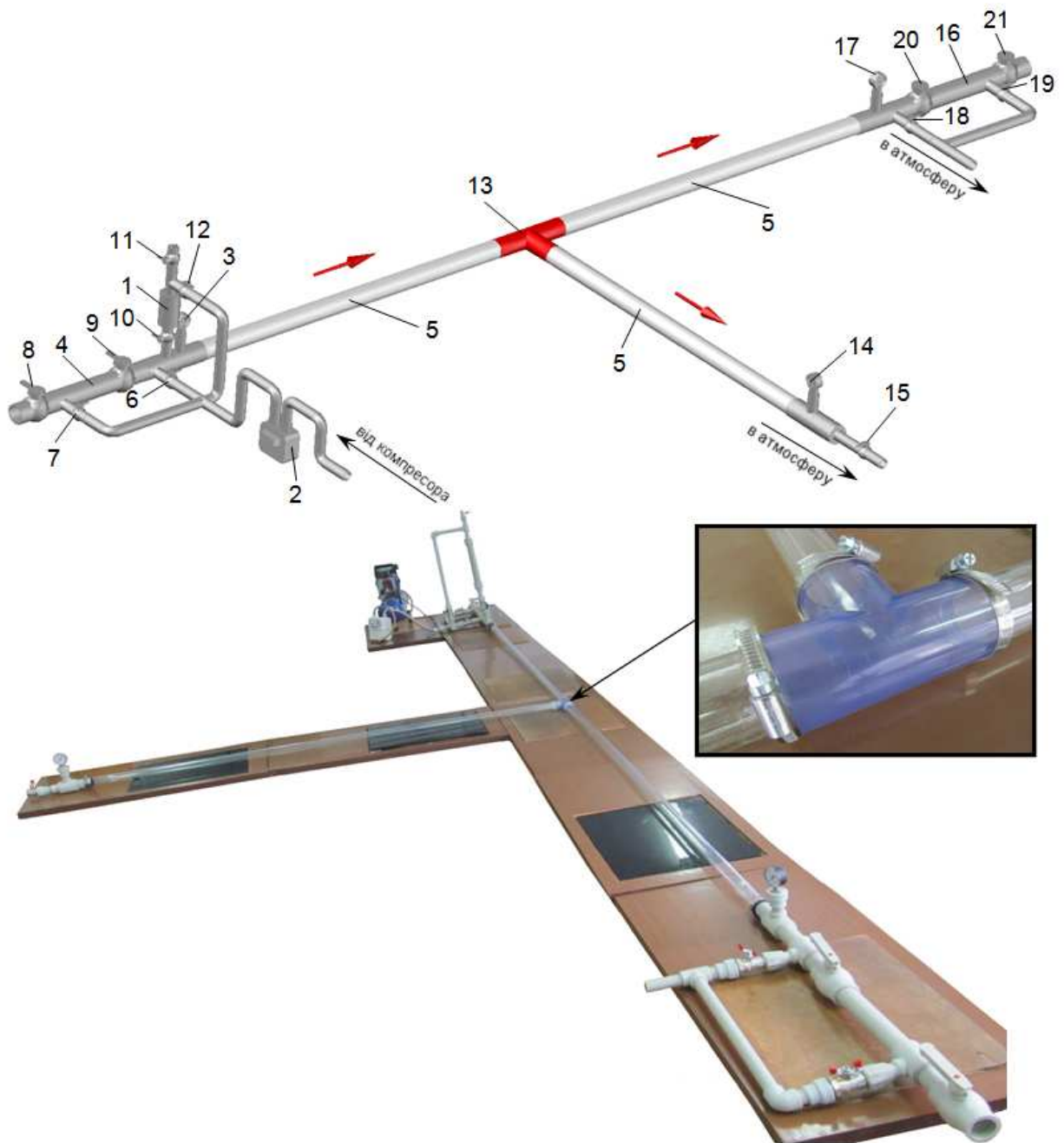
Експериментальні дослідження виконано в лабораторії кафедри спорудження та ремонту газонафтопроводів і газонафтоосховищ ІФНТУНГ. Для досліджень розроблено і побудовано багатофункціональний експериментальний стенд-макет лінійної частини газопроводу, який дає змогу виконувати комплексні дослідження руху потоків фасонними елементами трубопроводів, руху внутрішньотрубних засобів трубопроводами, ефективності очищення трубопроводів різними способами.

Експериментальний стенд призначений для розв'язування таких задач:

- дослідження руху однофазних потоків фасонними елементами трубопроводів;
- дослідження руху двофазних потоків фасонними елементами трубопроводів;
- виявлення місць ерозійного зношування фасонних елементів трубопроводів;
- дослідження руху внутрішньотрубних засобів трубопроводами;
- апробація інноваційного методу реконструкції теплогазових мереж протягуванням нового поліетиленового трубопроводу в дефектний сталевий поршнем;
- дослідження ефективності очищення трубопроводів очисними поршнями;
- дослідження ефективності очищення трубопроводів швидкісними потоками.

Експериментальний стенд складається з скляних труб внутрішнім діаметром 38 мм, товщиною стінки 3,5 мм і довжиною 2,4 м, прозорих фасонних елементів для візуалізації потоку, вузлів запускання-приймання внутрішньотрубних засобів, запускання-випускання дискретних фаз. Скляні труби, вузли запускання-приймання внутрішньотрубних засобів, фасонні елементи з'єднуються одне з одним, що дає змогу змінювати конфігурацію стенду, схеми руху потоків трійниками.

Експериментальний стенд для дослідження руху двофазних потоків трійником наведений на рис. 1. Експериментальний стенд складається з вузла запускання внутрішньотрубних засобів та дискретних фаз в трубопроводі, вузла приймання внутрішньотрубних засобів та випускання двофазного потоку з трубопроводу, вузла випускання двофазного потоку з трубопроводу, прозорого пластикового трійника 13, прозорих скляних труб 5.



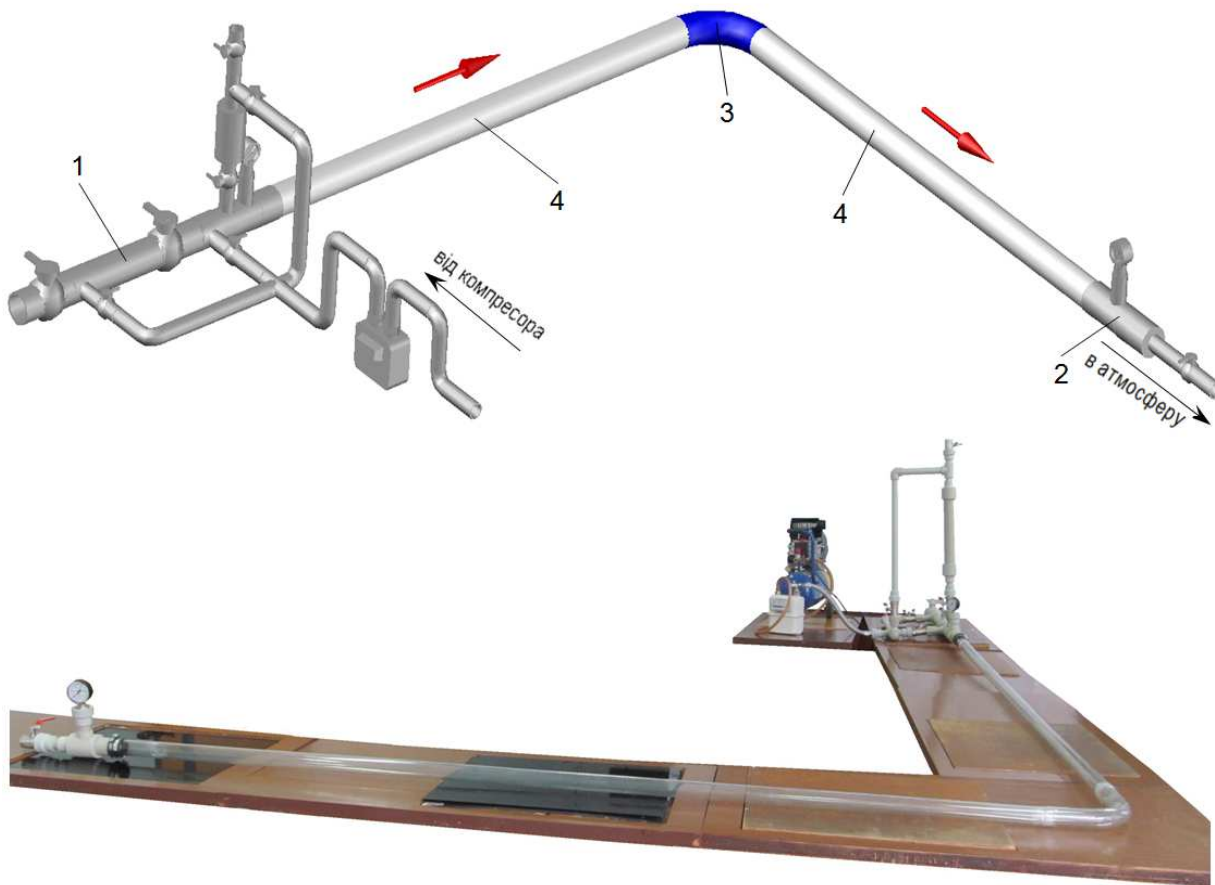
1 – ємність для дискретних фаз; 2 – газовий лічильник; 3, 14, 17 – манометр;
4 – камера запускання; 5 – скляна труба; 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 15, 18, 19, 20, 21 – кран;
13 – трійник; 16 – камера приймання

Рисунок 1 – Експериментальний стенд для досліджень руху двофазних потоків трійником

Вузол запускання внутрішньотрубних засобів та дискретних фаз в трубопровід (рис. 1) виготовлений з пластикових труб і фасонних елементів і складається з ємності для твердої та рідкої фази 1, газового лічильника 2, манометра 3, камери запускання внутрішньотрубних засобів 4, кранів 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11. В трубопровід повітря подається від компресора через газовий лічильник 2 після відкриття крана 6. Щоб запуснути внутрішньотрубний засіб в трубопровід його поміщають в камеру 4 через відкритий кран 8, тоді закривають крани 6 та 8 і відкривають крани 7 та 9. Щоб подати тверду або

рідку фазу в трубопровід її засипають або заливають в ємність 1 через відкритий кран 11, тоді закривають кран 11 і відкривають крани 12 та 10. Дискретну фазу подають в трубопровід тільки після досягнення необхідної витрати повітряного потоку. Тиск на дискретну фазу в ємності 1 необхідний для того, щоб забезпечити безперервний потік твердих або рідких частинок з регульованою краном 12 витратою та для уникнення зворотного потоку.

Вузол приймання внутрішньотрубних засобів та випускання двофазного потоку з трубопроводу (рис. 1) виготовлений з пластикових



1 – вузол запускання внутрішньотрубних засобів та дискретних фаз в трубопровід;
 2 – вузол випускання двофазного потоку з трубопроводу; 3 – скляний відвід; 4 – скляна труба
Рисунок 2 – Експериментальний стенд для досліджень руху двофазних потоків відводом

труб та фасонних елементів і складається з камери приймання 16, манометра 17, кранів 18, 19, 20, 21. Двофазний потік з трубопроводу в атмосферу випускають через кран 18. Щоб прийняти внутрішньотрубний засіб з трубопроводу відкривають крани 20 і 19 і закривають кран 18. Коли внутрішньотрубний засіб буде знаходитись в камері приймання 16 відкривають кран 18 і закривають крани 19 і 20. Тоді, відкривши кран 21, виймають внутрішньотрубний засіб з трубопроводу.

Вузол випускання двофазного потоку з трубопроводу (рис. 1) також виготовлений з пластикових труб, фасонних елементів і складається з манометра 14 та крана 15.

Експериментальні дослідження руху двофазних потоків трійником виконувались для різних схем руху потоку:

- потік рухається магістраллю трійника і з магістралі частина потоку перетікає у відвід трійника (рис. 1);
- потік рухається магістраллю трійника і з магістралі увесь потік направляється у відвід трійника;
- потік рухається відводом трійника і з відводу направляється у магістраль трійника, де частина потоку перетікає в одну сторону магістралі, а друга частина в іншу сторону магістралі;
- потік рухається відводом трійника і з відводу направляється у одну з сторін магістралі.

Зміна схем руху потоку виконувалась змінною конфігурації стенду, що було можливо завдяки тому, що скляні труби, прозорий пластиковий трійник, вузли запускання-приймання внутрішньотрубних засобів та дискретних фаз з'єднані одне з одним бандажами з резиновими прокладками, які легко знімаються.

Експериментальний стенд для дослідження руху двофазних потоків відводом наведений на рис. 2. Експериментальний стенд складається з вузла запускання внутрішньотрубних засобів та дискретних фаз в трубопровід 1, вузла випускання двофазного потоку з трубопроводу 2, прозорого скляного відводу 3 з поворотом на кут 90°, прозорих скляних труб 4 внутрішнім діаметром 38 мм, товщиною стінки 3,5 мм і довжиною 2,4 м.

Одним з призначень експериментального стенду є дослідження руху двофазних потоків фасонними елементами трубопроводів, виявлення місць ерозійного зношування фасонних елементів трубопроводів. Для цього потрібно спостерігати за траєкторіями руху дискретних фаз прозорими фасонними елементами, виявлення місця їх інтенсивного ударяння до стінки трубопроводу, визначати кути атаки, діаметри частинок в місці ударяння, виявляти місця інтенсивного ерозійного зношування фасонних елементів.

Стиснуте повітря подається від поршневого компресора з ресивером. Витрата повітря вимірюється лічильником GF-1 OKTAVA максимальна об'ємна витрата якого 6,0 м³/год, мінімальна 0,04 м³/год. Межі допустимої відносної похибки лічильника ± 2,0 %. Тиск вимірюється манометром надлишкового тиску класу точності 2,5. Діапазон вимірювань тиску від 0 до 0,1 МПа.

Експериментальні дослідження виконувались таким чином. Відкривши кран 6 вузла запускання внутрішньотрубних засобів та дискретних фаз (рис. 1) повітря подавалось від компресора в трубопровід. Витрата повітря на вході, яка визначає середню швидкість двофазного потоку, вимірювалась газовим лічильником 2, а тиск манометром 3 (рис. 1). Середня швидкість повітря в трубопроводі розраховувалась. Відкривши кран 11, засипалась (заливалась) дискретна фаза в ємність для твердої та рідкої фази 1. Після досягнення необхідної витрати повітряного потоку трубопроводом кран 11 закривався, а відкривши крани 10 і 12 дискретна фаза запускалась в трубопровід (рис. 1). Витрата дискретної фази визначалась шляхом фіксування часу, за який випорожниться ємність для твердої та рідкої фази 1 (рис. 1). Швидкість дискретної фази визначалась фіксування часу, за який частинка подолає віддаль між приклеєними до скляної труби білими смужками.

Також під час експериментальних досліджень вимірювався тиск в місці випускання двофазного потоку з трубопроводу манометром 17 вузла приймання внутрішньотрубних засобів та випускання двофазного потоку з трубопроводу та манометром 14 вузла випускання двофазного потоку з трубопроводу (рис. 1).

У якості твердих частинок використовувалась кварцовий пісок. В трубопровід подавався кварцовий пісок з різними розмірами зерен.

Експериментальні дослідження виконувались при заданій витраті повітря 0,015 м³/с, масовій витраті дискретної фази 34 г/с, середньому тиску в трубопроводі 4540 Па, температурі доквілля 20 °С.

Для виявлення місць ерозійного зношування фасонних елементів трубопроводів внутрішня поверхня відводу, трійника фарбувалась червоною фарбою. Щоб фарбу нанести рівномірно шаром однакової товщини один з кінців фасонного елемента заглушувався, а в інший наливалась фарба.

Місце інтенсивного ерозійного зношування фасонних елементів трубопроводів визначалось шляхом виявлення місць внутрішньої поверхні фасонного елемента з видаленою двофазним потоком фарбою.

Щоб підвищити точність кожен експеримент повторювався три рази. Після кожного експерименту вимірювались місце або місця з видаленою фарбою, здійснювалось їх фотографування. Тоді фасонний елемент видалявся з експериментального стенду, очищувався від фарби та заново фарбувався і після висихання фарби експеримент повторювався.

Також місця інтенсивного ерозійного зношування фасонних елементів трубопроводів виявлялись комп'ютерним моделюванням в програмному комплексі ANSYS Fluent R17.0 Academic.

Для моделювання ерозійного зношування в ANSYS Fluent закладено підхід Лагранжа (модель DPM (Discrete Phase Model – модель дискретної фази)). В основі підходу Лагранжа лежить розгляд руху окремих частинок (або груп частинок) дискретної фази. Лагранжева модель DPM дає змогу дослідити траєкторії руху частинок дискретної фази в суцільній фазі розв'язанням диференційного рівняння руху частинок. Дискретна фаза може бути як твердою, так і бульбашками в рідині чи краплями в газі. Модель враховує двосторонній обмін масою, імпульсом і енергією частинок із суцільною фазою. Модель DPM застосовується для невеликих значень об'ємної концентрації частинок оскільки взаємодія часток між собою враховується опосередковано. Перевагою моделі DPM є можливість точно враховувати характер взаємодії дискретної фази зі стінкою. В рамках моделі взаємодії дискретної фази зі стінкою є додаткова модель ерозії стінки. Крім того, в рамках моделі DPM набагато простіше враховувати вторинний розпад дискретної фази (якщо це краплі або бульбашки). Недоліком моделі DPM є обмеження на локальну об'ємну концентрацію частинок (менше 10 %).

Комплексна процедура чисельного моделювання складається з трьох етапів:

- моделювання газового потоку (суцільної фази) в фасонних елементах газопроводів;
- моделювання руху рідких і твердих частинок в газовому потоці фасонними елементами газопроводів;
- розрахунок ерозійного зношування фасонних елементів газопроводів.

Рух суцільної фази в ANSYS Fluent моделюється шляхом чисельного розв'язування систем рівнянь, які описують найзагальніший випадок руху газоподібного середовища. Такими є рівняння Нав'є – Стокса (1), яке виражає собою закон збереження імпульсу, (або Рейнольдса (2), якщо потік турбулентний) і нерозривності (3), яке виражає собою закон збереження маси

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) + f_i, \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}'_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right) + f_i, \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0, \quad (3)$$

де x_i, x_j – координати;
 t – час;
 u_i, u_j – компоненти швидкості;
 ρ – густина газу;
 μ – молекулярна динамічна в'язкість газу;
 f_i – доданок, який враховує дію масових сил;
 p – тиск;
 \bar{u}_i – усереднені за часом значення швидкостей;
 \bar{u}'_i – складові пульсації швидкості. [12]

Граничними умовами, як правило, є розподіл усіх складових швидкості у вхідному перерізі і рівність нулю перших похідних (у напрямку потоку) складових швидкості у вихідному перерізі. Тиск у рівняннях тільки у вигляді перших похідних, тому потрібно вказати тиск тільки в будь-якій одній точці розрахункової геометрії.

В ANSYS Fluent ці рівняння замикаються двопараметричною $k-\varepsilon$ (k – турбулентна енергія, ε – швидкість дисипації турбулентної енергії) моделлю турбулентності, яка передбачає розв'язання таких рівнянь:

- рівняння перенесення турбулентної енергії k

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho u k) = \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + \mu_t G - \rho \varepsilon ; \quad (4)$$

- рівняння перенесення турбулентної дисипації ε

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho u \varepsilon) = \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + C_1 \frac{\varepsilon}{k} \mu_t G - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (5)$$

де u – швидкість потоку газу;
 μ_t – турбулентна динамічна в'язкість газу;
 σ_k – коефіцієнт, який рівний одиниці;
 G – розрахунковий параметр;
 σ_ε – коефіцієнт, рівний $\sigma_\varepsilon = 1,3$;
 C_1 – коефіцієнт, рівний $C_1 = 1,44$;
 C_2 – коефіцієнт, рівний $C_2 = 1,92$.

Моделювання турбулентності $k-\varepsilon$ є так званою "високореїнольдсовою" моделлю, створеною на основі методу усереднення рівнянь Нав'є-Стокса і призначена для розрахунку турбулентних процесів.

Речовина, яка присутня в потоці суцільної фази у вигляді дискретної фази, не утворює суцільне середовище, а окремі частинки взаємодіють з потоком суцільної фази і між собою. Для моделювання руху дискретної фази в суцільній фазі в ANSYS Fluent застосовується підхід Лагранжа, тобто відстежується рух

окремо взятих частинок під дією сил з боку потоку суцільної фази.

Вважають, що частки дискретної фази є сферами. Сили, які діють на частинку, обумовлені різницею швидкості частинки і швидкості потоку суцільної фази, а також витісненням цією часткою середовища суцільної фази. Рівняння руху такої частки було виведено в роботі [13], і воно має вигляд

$$m_c \frac{du_c}{dt} = 3\pi\mu d_c C_{cor} (u - u_c) + \frac{\pi d_c^3 \rho}{6} \frac{du}{dt} + \frac{\pi d_c^3 \rho}{12} \left(\frac{du}{dt} - \frac{du_c}{dt} \right) + F_e - \frac{\pi d_c^3}{6} (\rho_c - \rho) \bar{\omega} \times (\bar{\omega} \times \bar{r}) - \frac{\pi d_c^3 \rho_c}{3} (\bar{\omega} \times u_c), \quad (6)$$

де m_c – маса частинки,

u_c – швидкість руху частинки;

d_c – діаметр частинки;

C_{cor} – коефіцієнт в'язкого опору;

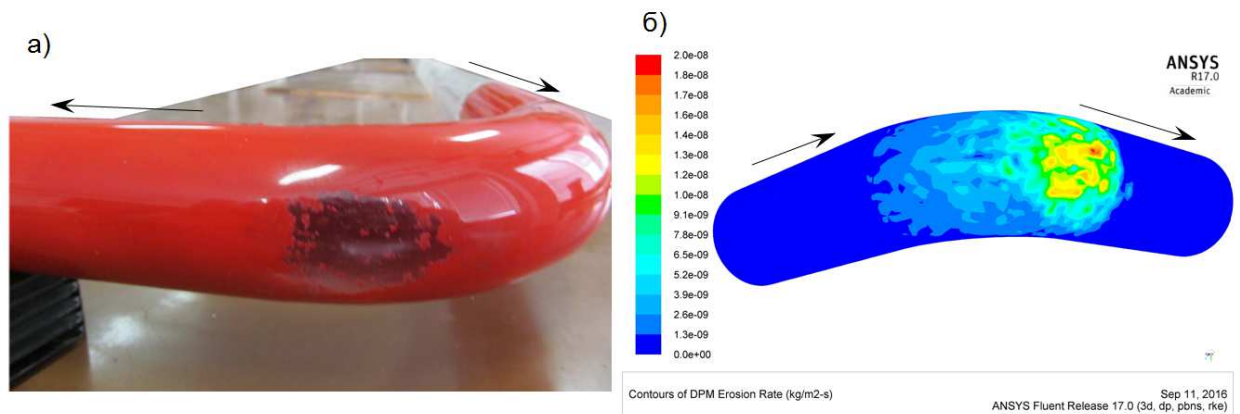
F_e – зовнішня сила, яка безпосередньо діє на частинку (наприклад, сила тяжіння або сила електричного поля);

$\bar{\omega}$ – кутова швидкість обертання;

\bar{r} – радіус вектор (у разі розгляду руху у відносній системі відліку).

Ліва частина рівняння (6) є сумою усіх сил, які діють на частинку, вираженою через масу і прискорення цієї частинки. Першим доданком в правій частині є гальмування частинки в результаті в'язкого тертя до потоку суцільної фази відповідно до закону Стокса. Другий доданок – сила, прикладена до частинки, яка зумовлена спричиненим прискоренням потоку суцільної фази перепадом тиску в суцільній фазі, оточуючій частинку. Третій доданок – сила, необхідна для прискорення ваги суцільної фази в об'ємі, витісненому частинкою. Ці два доданки треба враховувати, коли густина основної фази більша густини частинок. Четвертий доданок (F_e) – зовнішня сила, яка безпосередньо діє на частинку, наприклад, сила тяжіння або сила електричного поля. Останні два доданки – відцентрова сила і сила Кориоліса, які мають місце тільки у разі розгляду руху у відносній системі відліку. Крім того, іноді в правій частині (6) треба врахувати деякі додаткові сили (наприклад у разі наявності в потоці значного перепаду температур).

Рівняння (6) є диференціальне рівняння першого порядку, в якому єдиною невідомою величиною є швидкість частинки u_c , а аргументом – час t . Швидкість потоку суцільної фази u у всіх точках простору вважається відомою і визначається розв'язанням рівнянь (1), (2), (3). Вихідними даними, крім розміру і властивостей частинки є її положення в початковий момент часу. Вказується також, що має відбуватися у разі ударяння частинки до стінки або до іншої частинки. Для виконання розрахунку доданки, які містять u_c , переносяться в ліву



а) – відвід з видаленою двофазним потоком фарбою з внутрішньої його поверхні;
 б) – поля швидкості ерозійного зношування на контурах відводу

Рисунок 3 – Результати досліджень відводу на ерозійне зношування

частину рівняння (6). Швидкість і положення частинки в кожний наступний момент часу визначається шляхом чисельного інтегрування за часом з деяким кроком Δt усіх інших доданків рівняння (6).

Алгоритми, реалізовані в ANSYS Fluent, дають змогу моделювати вплив на потік суцільної фази дискретної фази. У першому наближенні густина і в'язкість речовини суцільної фази та деякі інші величини множаться на $(1-\alpha_c)$, де α_c – питомий об'єм, зайнятий частинками. Тоді на кожному кроці за часом виконується розрахунок зміни маси, імпульсу і енергії частинок, і ці зміни додаються, відповідно в рівняння збереження маси (2), імпульсу (1) і енергії для потоку суцільної фази. Таким чином, розрахунок потоку суцільної фази і розрахунок руху частинок виконується спільно.

Якщо потік речовини суцільної фази є турбулентним, то траєкторія руху частинок не є детермінованою, оскільки залежить від інтенсивності і напрямку турбулентних пульсацій. В сучасних програмних продуктах реалізовано кілька граничних умов, які відповідають різним подіям, що відбуваються у разі ударяння частинки до стінки: відбивання в результаті пружного або непружного ударяння, прилипання до стінки, ковзання уздовж стінки (залежно від фізичних властивостей і кута атаки), проходження крізь стінку (якщо стінка пориста) тощо. Є також можливість моделювання розщеплення і зливання при певних умовах крапель води або бульбашок газу під час їх зіткнення одна з одною. [14]

В програмному комплексі Ansys Fluent розрахунок ерозійного зношування виконується з використанням моделі Фінні, розробленої для жорстких пластичних матеріалів шляхом аналізу рівнянь руху однієї частинки під час її зіткнення з поверхнею. Для оцінювання обсягу втрати матеріалу поверхні, зумовленої зіткненням з нею частинки, була досліджена траєкторія руху частинки. При цьому було прийнято такі припущення:

- прорізання поверхні є пластичною деформацією;
- тріщини не поширюються попереду частинки, яка ріже поверхню;
- відшарування матеріалу спричинене різальною дією частинок.

Даний модель неможливо застосовувати для крихких матеріалів.

Згідно з моделлю Фінні, питома швидкість ерозії (маса поверхні вилучена з одиниці площі за одиницю часу) на поверхні рівна

$$E = Ku_c^n f(\theta), \quad (7)$$

де K – коефіцієнт, який залежить від модуля пружності матеріалу стінки і густини частинки; n – стала, яка залежить від матеріалу стінки (для сталі змінюється від 2,3 до 2,5);

$f(\theta)$ – безрозмірна функція, яка враховує вплив кута атаки θ на швидкість ерозійного зношування. Ця функція може мати різний вигляд. Наприклад, в роботі [15] вона має вигляд:

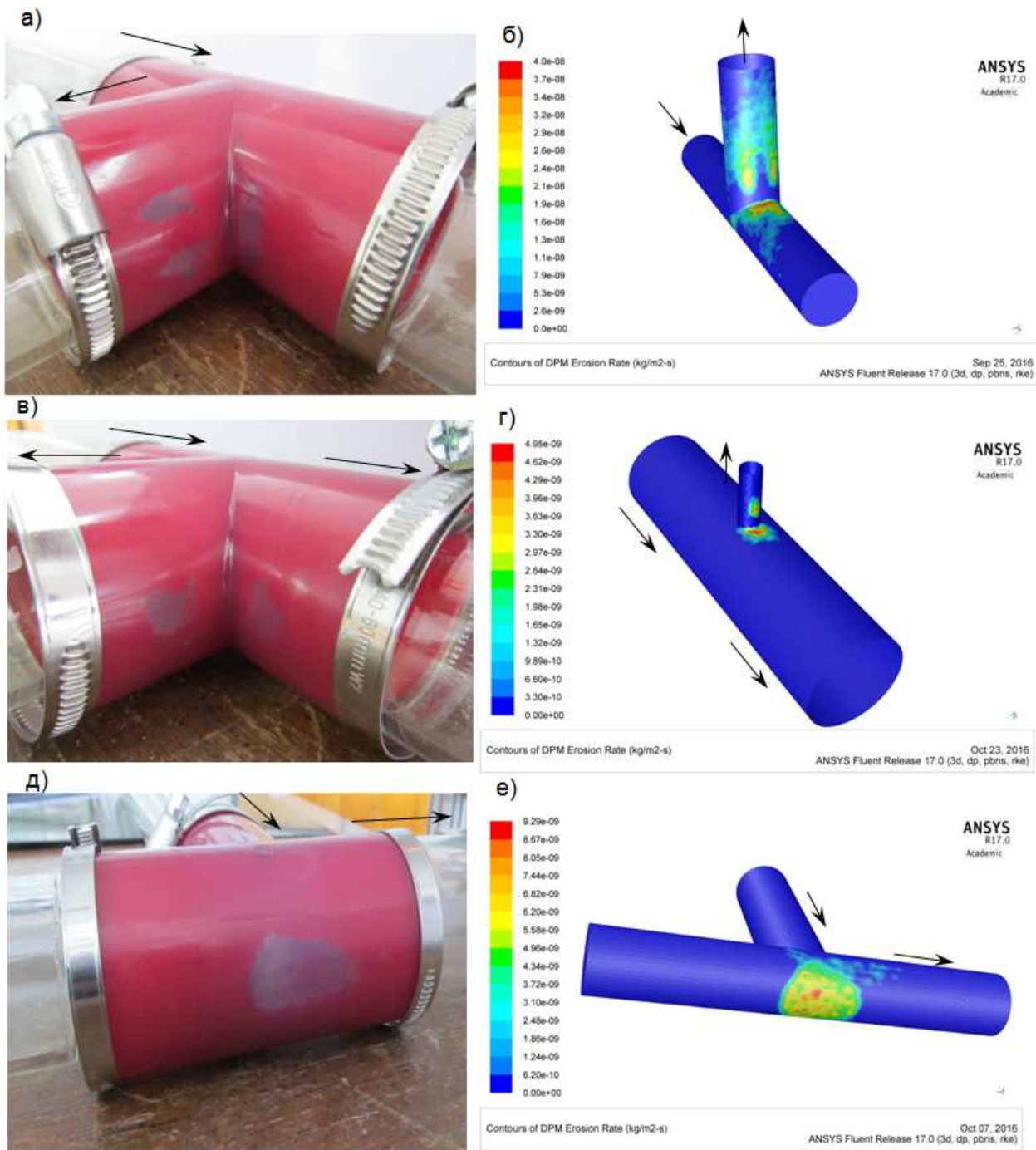
$$f(\theta) = \begin{cases} A\theta^2 + B\theta & \dots \theta \leq \varphi \\ X\cos^2\theta \sin(W\theta) + Y \sin^2\theta + Z & \dots \theta > \varphi, \end{cases} \quad (8)$$

де $A, B, W, X, Y, Z, \varphi$ – емпіричні коефіцієнти.

Результати моделювання були візуалізовані в постпроцесорі програмного комплексу побудовою полів швидкості ерозійного зношування на контурах фасонних елементів.

Місце інтенсивного ерозійного зношування відводу (рисунок 3, а, б) розміщене з опуклого його боку в кінці заокругленої частини відводу. Таке місцезнаходження інтенсивного ерозійного зношування відводу свідчить, що потік повітря впливає на рух частинок піску відводом і переважна їх більшість ударяється до стінки відводу не в середині заокругленої його частини з опуклого боку, а в кінці.

У трийнику, в якому потік рухається магістраллю трийника, і з магістралі частина потоку спрямовується у відвід трийника (рис. 4, а, б) місце інтенсивного ерозійного зношування розміщене і у магістралі і у відводі трийника. У



а), в), д) – трійник з видаленою двофазним потоком фарбою з внутрішньої його поверхні;
 б), г), е) – поля швидкості ерозійного зношування на контурах трійника

Рисунок 4 – Результати досліджень трійника на ерозійне зношування трійника

магістралі трійника місце ерозійного зношування розміщене з правої сторони відводу трійника. Таке місцерозташування ерозійного зношування магістралі трійника зумовлене тим, що, перетікаючи у відвід трійника, незначна частина потоку, заокруглюючись, не потрапляє у відвід і частинки піску ударяються в стінку магістралі трійника з правої сторони відводу. У відводі трійника місце ерозійного зношування розміщене з правого боку відводу і зумовлене ударянням до стінки відводу частинок піску, які у потоці повітря перетекли у відвід трійника.

У трійнику, в якому потік рухається магістраллю трійника, і з магістралі увесь потік спрямовується у відвід трійника (рис. 4, в, г) місце інтенсивного ерозійного зношування розміщене і у магістралі, і у відводі трійника. Так, як і в попередньому випадку, у магістралі трійника місце ерозійного зношування розміщене з правої сторони відводу трійника. Таке місцерозташування ерозійного зношування магістралі трійника також зумовлене тим, що, перетікаючи у відвід трійника, незначна частина потоку, заокруглюючись, не потрапляє у відвід і части-

Література

нки піску ударяються в стінку магістралі трійника з правої сторони відводу. У відводі трійника місце ерозійного зношування розміщене з правої і лівої сторони від твірної відводу трійника, розміщеної з правого боку відводу і має витягнуту форму. Таке місцерозташування ерозійного зношування відводу трійника спричинене ударянням до стінки відводу частинок піску, які у повітряному потоці перетекли у відвід трійника.

У трійнику, в якому потік рухається відводом трійника, і з відводу увесь потік спрямовується у одну сторону магістралі трійника (рисунки 4, д, е) місце інтенсивного ерозійного зношування розміщене в магістралі трійника навпроти відводу і має грушоподібну форму. Кругла частина грушоподібного місця ерозійного зношування майже повністю співпадає з проекцією відводу трійника на внутрішню стінку його магістралі. Витягнута частина грушоподібного місця ерозійного зношування простягається в сторону руху потоку магістраллю трійника.

Для кращого розуміння процесів ерозійного зношування фасонних елементів трубопроводів доцільно ознайомитись з результатами дослідження динаміки руху багатофазних потоків фасонними елементами [9, 10] та дослідженнями динаміки руху газу фасонними елементами [10, 11] виконаними в програмному комплексі CFD моделювання ANSYS Fluent R17.0 Academic.

Висновки

Розроблений багатофункціональний експериментальний стенд-макет лінійної частини газопроводу дає можливість дослідити рух двофазних потоків фасонними елементами трубопроводів, виявити місця інтенсивного ерозійного зношування відводів, трійників трубопроводів.

Виявлено, що максимальне ерозійне зношування відводів відбувається з опуклого їх боку в кінці заокругленої частини відводу.

У трійниках місцезнаходження ерозійного зношування залежить від схеми руху потоку трійником. У трійниках, в яких потік рухається магістраллю трійника, і з магістралі частина або весь потік спрямовується у відвід трійника – місце інтенсивного ерозійного зношування розміщене і у магістралі (з правої сторони відводу) і у відводі трійника (з правого боку відводу). У трійниках, в яких потік рухається відводом трійника і з нього спрямовується у одну з сторін магістралі трійника місце ерозійного зношування трійника має грушоподібну форму і розміщене навпроти відводу трійника. Витягнута частина грушоподібного місця ерозійного зношування простягається в сторону руху потоку магістраллю трійника.

Експериментально виявлені місця ерозійного зношування фасонних елементів трубопроводів співпали з місцями їх ерозійного зношування, виявленими комп'ютерним моделюванням, що підтверджує достовірність моделювання.

1 Abdolkarimi V. CFD modeling of particulates erosive effect on a commercial scale pipeline bend / V. Abdolkarimi, R. Mohammadikhah // ISRN Chemical Engineering. – Volume 2013, Article ID 105912, 10 pages. (<http://dx.doi.org/10.1155/2013/105912>).

2 Kuan B. CFD simulation of dilute gas-solid two-phase flows with different solid size distributions in a curved 90° duct bend / B. Kuan // The Australian and New Zealand Industrial and Applied Mathematics. – Volume 46. – 2005. – P. 744-763.

3 Mohanarangam K. Numerical simulation of turbulent gas – particle flow in a 90° bend: eulerian – eulerian approach / K. Mohanarangam, Z. Tian, J. Tu // Computers and Chemical Engineering. – Volume 32, № 3. – 2008. – P. 561-571.

4 Mohanarangam K. Numerical computation of turbulent gas-particle flow in a 90 degree bend: comparison of two particle modeling approaches / K. Mohanarangam, Z. Tian, J. Tu // The Australian and New Zealand Industrial and Applied Mathematics. – Volume 48. – 2007. – P. – 741-758.

5 Ibrahim K. Gas-solid two-phase flow in 90° bend / K. Ibrahim, M. El-Kadi, M. Hamed, S. El-Behery // Alexandria Engineering Journal. – 2006. – Volume 45, No 4. – P. 417-433.

6 Tian Z. Numerical modeling of turbulent gas-particle flow and its applications / Z. Tian // PhD Thesis: School of Aero-space: RMIT University, Melbourne. – 2006. – 149 p.

7 Azimian M. Investigation of hydroabrasion in slurry pipeline elbows and T-junctions / M. Azimian, H.-J. Bart // Journal of Energy and Power Engineering. – 2014. – No 8. – P. 65-78.

8 Mazumder Q. S-bend erosion in particulated multiphase flow with air and sand / Q. Mazumder // The Journal of Computational Multiphase Flows. – Volume 8 (3). – 2016. – P. 157-166. (<https://doi.org/10.1177/1757482X16668363>).

9 Дорошенко Я. В. Дослідження динаміки руху багатофазних потоків фасонними елементами об'язки компресорної станції магістрального газопроводу / Я. В. Дорошенко, Т. І. Марко, Ю. І. Дорошенко // Міжнародний науковий журнал. – 2016. – № 7. – С. 68-77. (<https://doi.org/10.21267/IN.2016.7.2662>).

10 Дорошенко Я. В. Комп'ютерне моделювання ерозійного зношування відводів лінійної частини магістрального газопроводу / Я. В. Дорошенко, Т. І. Марко, Ю. І. Дорошенко // XVI Всеукраїнська науково-технічна конференція «Актуальні проблеми енергетики та екології», (Одеса, 5-8 жовтня 2016 р.). – Одеса: Одеська національна академія харчових технологій, 2016 – С. 85-88.

11 Дорошенко Я. В. Дослідження динаміки руху газу фасонними елементами об'язки компресорної станції / Я. В. Дорошенко, Т. І. Марко, Ю. І. Дорошенко // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2016. – № 1 (40). – С. 57-71.

12 Squires K. Particle response and turbulence modification in isotropic turbulence / K. Squires, J. Eaton // Phys. Fluid. – 1990. – Volume 2, No 7. – P. 1191.

13 Hinze J. O. Turbulence / J. O. Hinze. – New York: McGraw-Hill, 1975. – 790 p.

14 Кочевский А. Н. Возможности моделирования течений жидкости и газа с помощью современных программных продуктов / А. Н. Кочевский // Вісн. Сум. держ. ун-ту. Сер. Техн. науки. – 2004. – № 13. – С. 5-20.

15 Finnie I. On the formation of surface ripples during erosion / I. Finnie, Y. Kabil // Wear. – 1965. – No 8. – P. 60-69.

Стаття надійшла до редакційної колегії

09.02.17

Рекомендована до друку

професором Грудзом В.Я.

(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)

канд. техн. наук Костівим В.В.

(УМГ «Прикарпаттрансгаз»,

м. Івано-Франківськ)

Інформаційні технології

УДК 622.242:004.652

НАВЧАЛЬНА ІНФОРМАЦІЙНА СИСТЕМА ПРОЕКТУВАННЯ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ БУРІННЯ СВЕРДЛОВИН

Л.Є. Шкіца, В.А. Корнута, О.В. Корнута, І.В. Павлик, І.О. Бекіш

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727165,
e-mail: i k g @ n i n g . e d u . u a

Проаналізовано можливості використання інформаційно-комунікаційних технологій під час підготовки проектної документації для техніко-технологічного забезпечення процесу буріння. Виконано аналіз та запропоновано шлях адаптації відомих навчальних платформ задля посилення проектно-орієнтованих підходів у підготовці студентів нафтогазового профілю. Представлено концепцію інформаційної системи проектування, запропоновано її структуру та розроблено окремі блоки системи, які охоплюють сукупність засобів та методів, що дозволяють користувачу збирати, зберігати, передавати і обробляти відібрану інформацію.

Запропонована навчальна система спрямована на формування графічної компетентності майбутнього інженера та досягнення нової якості освітніх технологій і оперативного наповнення єдиного інформаційного середовища. При створенні інформаційної навчальної системи проектування бурового обладнання використано блочно-модульний принцип у вигляді окремих елементів або файлів, які утворюють логіко-ієрархічну структуру, що дозволило легко диференціювати розділи та модулі системи.

Інформаційну систему реалізовано на прикладі обладнання бурової установки, яке використовується для виконання робіт у процесі спорудження свердловин. Базовий блок системи дозволяє користувачеві ознайомитись із існуючими загальними вимогами і нормативними документами до оформлення різноманітних конструкторських документів, вибирати типові бурове обладнання, яке складається із стандартних або типових елементів і вузлів, за 3D моделями ознайомитись із їх типовими конструкціями, отримувати довідкові дані для розробки конструкції.

Ключові слова: інформаційні технології, проектне навчання, графічна компетентність.

Проанализированы функции информационно-коммуникационных технологий в процессе подготовки проектной документации с целью технико-технологического обеспечения процесса бурения. Проведен анализ и предложено пути адаптации известных обучающих платформ с целью усиления проектно-ориентированных подходов в подготовке студентов нефтегазового профиля. Представлена концепция информационной системы проектирования, предложена ее структура и разработаны отдельные блоки системы, охватывающие совокупность средств и методов, позволяющих пользователю собирать, хранить, передавать и обрабатывать отобранную информацию.

Предложенная обучающая система направлена на формирование графической компетентности будущего инженера и достижения нового качества образовательных технологий и оперативного наполнения единой информационной среды. При создании информационной учебной системы проектирования бурового оборудования был использован блочно-модульный принцип в виде отдельных элементов или файлов, которые образуют логико-иерархическую структуру, что позволило легко дифференцировать разделы и модули системы.

Информационная система реализована на примере оборудования буровой установки, которая используется для выполнения работ в процессе сооружения скважин. Базовый блок системы знакомит пользователей с существующими общими требованиями и нормативными документами к оформлению различных конструкторских документов, позволяет выбирать типовое буровое оборудование, состоящее из стандартных или типовых элементов и узлов, получать справочные данные для разработки конструкции и позволяет с помощью 3D моделей ознакомиться с типовыми конструкциями элементов.

Ключевые слова: информационные технологии, проектное обучение, графическая компетентность.

Information and Communication Technology functions during the preparation of project documentation for technical and technological support of drilling have been analyzed. The analysis has been performed and the way of adaptation of famous educational platforms has been proposed for the strengthening of project-based approaches in training of oil and gas profile's students. The concept of information system design has been presented, its structure has been proposed. Some system blocks covering a set of tools and methods that allow the user to collect, store, transmit and process the selected information have been developed.

The proposed training system is aimed at forming graphic competence of future engineers, achieving a new quality of educational technology and effective filling-up of the unified information environment. In the creation of information system design of drilling equipment a modular principle in the form of separate elements or files, forming a logical hierarchical structure, that has allowed to differentiate sections and modules of training has been applied.

The information system represented by the drilling rig equipment is used during the performance of the well construction process. The base unit of the system introduces users to the existing common requirements and regulatory documents forming various design documentation, allows to select the model of drilling equipment consisting of standard or typical elements and assemblies, to obtain reference data for design and allows to explore the standard elements designs by means of 3D models.

Key words: information technology, project learning, graphic competence.

Вступ. Проектування і експлуатація нафтогазового обладнання неможлива без кваліфікованого інженерно-технічного персоналу, а реалізація Україною стратегії сталого розвитку вимагає нових підходів до підготовки інженерних кадрів [1]. Інженер-випускник ВНЗ повинен володіти компетентностями в галузі реалізації і управління всіма процесами життєвого циклу продукції по всьому напрямку підготовки [2]. Визначення сукупності очікуваних компетентностей привело до активної діяльності у сфері пошуку й апробації різноманітних педагогічних методик [3].

Одним із продуктивних підходів до змін моделі та стандартів інженерної освіти вважається проектно-орієнтоване навчання [4,5] із широким застосуванням сучасних інформаційних технологій [6, 7]. Підготовка спеціалістів різних рівнів потребує розробки інтегрованих автоматизованих систем, а саме навчально-промислових інформаційних систем, інтерактивних комплексів, про що наголошено в Програмі розвитку Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу на 2011-2020 роки. Необхідність розробки таких систем спонукає до постійного удосконалення методів, засобів і організаційних форм проектно-ї діяльності, запровадження в університеті моделі управління проектними групами [8, 9].

Запропонована версія інформаційної системи (ІС) проектування [10] призначена для студентів, що вивчають спеціалізовані навчальні курси по обладнанню, методах розрахунку і методах конструювання технологічного нафтогазовидобувного обладнання.

Аналіз сучасних досліджень і публікацій.

В останні роки все частіше використовуються автоматизовані ІС призначені для проектування технічних об'єктів і керування підприємствами машинобудівного профілю [11], при проектуванні технологічного обладнання, зокрема хімічного виробництва, використовується трьохмірне моделювання [12]. Як приклад можна навести використання віртуальних кабінетів курсового і дипломного проектування при підготовці студентів для хімічних виробництв [13]. Невідомий досвід використання аналогічних навчальних ІС для спеціальностей - гірництва, нафтогазова інженерія та технології.

Тенденції розвитку сучасних інформаційних технологій спричиняють постійне зростання складності ІС, які створюються у різноманітних сферах людської діяльності. Сучасні ІС характеризуються наступними особливостями:

складність опису, що вимагає ретельного моделювання й аналізу даних і процесів; наявність сукупності компонентів, що знаходяться у тісній взаємодії, виконують певні локальні завдання функціонування; відсутність прямих аналогів, що обмежує можливість використання типових проектних рішень і прикладних систем; необхідність узгодження існуючих додатків з новими розробками; функціонування в неоднорідному середовищі на декількох апаратних платформах [14].

Відомо кілька підходів до аналізу ІС організації з метою запровадження систем автоматизації [11, 15]. Під час запровадження автоматизованої ІС наукової організації постають такі основні проблеми: відбір САПР серед запропонованих на ринку; інтеграція у існуючу ІС; оцінка достовірності отриманих з використанням САПР результатів [16].

Мета роботи полягає в розробленні навчальної ІС проектування обладнання для буріння свердловин. Для реалізації окресленої мети ставляться наступні **завдання**:

- розроблення методологічних основ створення інформаційної системи проектування;
- удосконалення методів, засобів і організаційних форм проектно-ї діяльності;
- формування єдиного інформаційного простору конкретної спеціалізації, щодо проектування бурового обладнання та залучення різних суб'єктів для наповнення цього простору;
- вибір САПР для використання у ІС університету;
- формування базових складових елементів системи.

Викладення матеріалу дослідження

Важливим завданням системи вищої технічної освіти є підготовка спеціалістів до інноваційно-проектної діяльності, яка потребує вивчення студентами сучасної методології, організаційних форм і засобів проектування технічних систем з метою формування системного бачення інформаційної сутності проектних процедур. Аналіз педагогічної практики і теоретичних досліджень дозволяє визначити проектну діяльність як засіб формування компетентності, в ході опанування якої відбувається становлення професійно важливих якостей фахівця та його ключових компетенцій [17, 18].

У 1990-х Масачусетським інститутом технологій у співпраці із ще трьома університетами запропоновано концепцію реформування інженерної освіти, відому як ініціатива CDIO



Рисунок 1 – Модель процесу виконання навчального проекту

[19], ґрунтовану на переліку ключових компетентностей сучасного інженера, постійному удосконаленні навчальних курсів та широкому використанні інформаційних технологій. На даний момент ініціатива CDIO – співтовариство університетів з практико-орієнтованим навчанням, спрямоване на комплексний підхід до інженерної освіти. Підхід передбачає побудову програм інженерної освіти відповідно до контексту інженерної діяльності (CDIO – Conceive-Design-Implement-Operate, з англ. Задум-Проектування-Запровадження-Застосування). Підхід призначений для застосування в технічних університетах. Програми університетських курсів необхідно орієнтувати на створення проектів, яких потребує галузь. Набір відповідних курсів та критерії оцінювання повинні залежати від конкретних вимог, що висуває галузь до майбутніх інженерів. У контексті системи навчання виступає положення, що студенти приймають участь у реалізації проектів з початкової стадії до завершальної (від генерації ідеї вирішення технічної проблеми до застосування виробу, розробленого у якості технічного рішення за згенерованою ідеєю), використовуючи комплексний підхід. При такому підході до навчання значно підвищується професіоналізм випускників, зростає відсоток їх працевлаштування, що автоматично підвищує конкурс до ВНЗ серед абітурієнтів. Таким чином, використання CDIO передбачає покращення взаємодії університету та галузі; університет краще розуміє, що потрібно працедавцю, а працедавець ознайомлений з курсами, що вивчають студен-

ти, та може впливати на їх зміст [5, 19]. Зауважимо, що компетентнісний підхід до вищої освіти є вимогою Болонського процесу [20], на основі чого розроблено стандарти EUR-ACE [21].

Глобальною метою запропонованої інформаційної системи є наближення практики роботи користувачів до контенту інженерної діяльності в розумінні підходу CDIO.

Ключовим елементом підходу визначено навчальне проектування. В процесі навчального проектування відбувається одночасно як засвоєння та накопичення теоретичних знань шляхом їх повторення, систематизації, так і вирішення конкретних інженерних завдань, розвиток навиків оформлення різноманітної проектно-конструкторської документації. Виконання курсових проектів із спеціальних дисциплін забезпечує інтеграцію знань, вмінь і навиків, отриманих студентами при вивченні окремих загально-інженерних дисциплін, в цілісну систему професійних компетентностей [5].

Побудовану у форматі IDEF0 за зразком [9] модель виконання навчального проекту представлено на рисунку 1, де відображено взаємозв'язки функцій та потоків інформації, що реалізуються при проектуванні. Головною функцією є проектування, під час якого відбуваються процеси перетворення вхідних даних (завдання на курсовий (дипломний) проект, порад та оціночних впливів керівника, календарного плану та методичних вказівок до виконання проекту) у вихідні (пояснювальна записка, графічна частина проекту, мультимедійна презентація).

Усі впливи, показані на рисунку 1, можна поділити на кілька груп: керівні (керівник, рецензент, календарний план, завдання на проект, методичні вказівки); базу знань (науково-технічна література, стандарти, прототипи); технологічні (апаратне та програмне забезпечення). Методичні вказівки можна віднести до бази знань, оскільки їх публікують і, крім керівного впливу вони відіграють довідкову та допоміжну роль.

З позицій документообігу навчальне проектне завдання ініціює створення комплексу текстової і графічної технічної документації, презентаційних матеріалів. Завершує роботу над навчальним проектом захист, що документується рецензією та оцінкою у відомості і заліковій книжці студента (на рис. 1 не відображено).

Модель процесу виконання навчального проекту потребує подальшої деталізації для розробки методичних основ створення ІС, тож розглянемо процес проектування детальніше. Виконання курсового (дипломного) проекту починається з аналізу та осмислення вихідних даних, визначення обсягів проектних процедур за методичними вказівками, планування часу роботи відповідно до календарного плану. Виконуються необхідні розрахунки для вибору оптимального варіанту розв'язку технічної проблеми. Розробляється та оформляється пояснювальна записка з обґрунтуванням прийнятих технічних рішень та графічна документація, що складається з електронних моделей виробів (3D моделі, кресленники, схеми та інші документи). Для захисту проекту створюється мультимедійна презентація в якій представлені основні положення проекту і одержані результати. Готова робота додається до бази прототипів.

Сучасна інженерна практика характерна тим, що під час проектування використовуються аналоги та прототипи, широко представлені в ІС організації або на сторонніх площадках у вигляді електронних моделей. На рівні університету (ІФНТУНГ) база прототипів на даний момент існує у вигляді архіву паперових студентських робіт. Відповідно до чинних розпорядчих документів ретроспектива бази складає 1-2 роки. Невелике значення терміну зберігання робіт зумовлене обмеженою ємністю архіву (площ сховища).

Відповідно до вимог Статуту ІФНТУНГ необхідно використовувати сучасні наукові розробки у початковому процесі. Таким чином, інформаційна система повинна забезпечувати спільний інформаційний навчальний та науковий простір, який означає доступ до накопичених знань організації у вигляді науково-технічної літератури, довідників та нормативних документів, результатів розробок. Спільний інформаційний простір означає також використання уніфікованих форматів зберігання інформації, процедур її оновлення, доступу до неї, її використання у нових розробках.

У випадку використання традиційної "паперової" технології, визначальною є проблема

високої вартості організації такої системи, лімітованих площ читальних залів та об'ємів сховищ, лімітованого часу доступу, швидкого зростання вартості організації паралельної (одночасної) роботи з інформацією, складності адміністрування оновлень, трудомісткості використання у нових розробках із високою ймовірністю виникання помилок та спотворення інформації.

Використання комп'ютерних технологій ставить проблеми: однакових форматів зберігання даних, функціональності використовуваних форматів та відповідного програмного забезпечення, ліцензійних обмежень (адміністрування ліцензій), адміністрування прав доступу, адміністрування оновлень інформації (версій, копій, нових розробок), використання довідникової та архівної інформації у процесі проектування.

Враховуючи необхідність спільного інформаційного простору, побудовано також модель наукової роботи. Прикладна наука робота передбачає: постановку завдання (мета, цільові показники); аналіз сучасного технічного стану (прототипи, аналоги), генерування ідей (варіанти), ескізу розробку конструкцій (компоновка, основні елементи), створення або добір існуючих методик моделювання (математичні, фізичні, комп'ютерні моделі), вивчення моделі та виокремлення головних характеристик, встановлення значень основних характеристик (в т. ч. у натуральних показниках), розробка конструкторської документації; розробка технології виготовлення зразків; експериментальні дослідження; встановлення технічного рівня відносно існуючих аналогів/конкурентних пропозицій; розвиток і удосконалення. Розробка документації, як правило, відповідає стадіям розробки виробу одиничного виробництва.

Незалежно від виду роботи необхідним є управління процесом колективної роботи і розмежуванням доступу. Управління процесом колективної роботи передбачає планування використання ресурсів (часових, матеріальних), взаємоузгодження робіт, які виконуються послідовно або паралельно, затвердження результатів роботи.

Моделі процесу наукової роботи та навчального проектування подібні. Однак наукова робота передбачає, як правило, створення виключно нового продукту, на який може бути отримано документ щодо захисту авторського права. Таким чином, доступ до результатів наукової роботи до отримання патенту і/або їх публікації у наукових виданнях має бути закритим. Після отримання захисних документів результати наукової роботи мають переходити у відкриту частину бази прототипів.

Функцію зберігання і надання доступу до науково-технічної літератури та стандартів на даний момент виконує бібліотека та її ІС. Доступ до повних текстів патентів, значної кількості наукових публікацій та іншої науково-технічної літератури можна отримати також на різноманітних майданчиках мережі інтернет. Однак пошук інформації займає багато часу, а

її доступність із зовнішніх (відносно ІС університету) джерел не гарантована. Тому знайдену у процесі роботи над проектами інформацію варто зберігати у ІС університету. Групування інформації та її рубрикація можлива у вигляді кейсів (щодо конкретних проектних завдань) або методами бібліотечної обробки. Необхідно уникати дублювання інформації (за винятком випадків резервного копіювання). Такий підхід вимагає розробки окремої процедури накопичення знайденої інформації і її використання із врахуванням правових обмежень щодо інтелектуальної власності.

Технічне та програмне забезпечення поділено на блоки, призначені для: забезпечення функціонування бази знань; створення графічної частини, пояснювальної записки, презентацій.

На даний момент практично усі підрозділи університету об'єднано у комп'ютерну мережу. Однак мережа сегментована, спільної бази знань не ведеться. У ІСПО елементи бази знань вирішено використовувати у вигляді інтерактивних навчальних комплексів, принаймні на першому етапі, що відповідає вимогам чинної Програми розвитку ІФНТУНГ. Такий підхід дозволяє звузити базу пошуку і акцентувати роботу на виконанні завдання. Відповідальність за актуальність бази знань лягає на кафедру, відділ чи проектну групу, які виступатимуть її розпорядником. Доступ до бази знань – через web-інтерфейс із виділеними правами.

Аналіз сучасних тенденцій використання інформаційних систем у діяльності організацій, пов'язаний із розробкою і проектуванням нових технічних засобів показав, що системи автоматизованого проектування (САПР) у сучасних умовах варто розглядати лише як один із видів програмного забезпечення функціонування інформаційної системи організації. Робота проектних та конструкторських відділів інтегрується у роботу організації з використанням систем управління життєвим циклом виробу (PLM), складовою частиною яких виступають системи управління даними про виріб (PDM).

У різних підрозділах університету використовуються різні програмні засоби для проектування і моделювання роботи пристроїв та обладнання. Для машинобудівного напрямку використовують такі САПР як: SolidWorks від Dassault Systemes, AutoCad та інші продукти від AutoDesk, MicroStation від Bentley Systems, Creo від PTC, а також Компас різних версій від компанії Аскон. PDM, а тим паче PLM, в університеті наразі не запроваджено.

Сучасні САПР мають модульну структуру. Важливими для поставлених завдань є модулі геометричного моделювання (CAD) та інженерних розрахунків (CAE). Використання CAD ґрунтується на застосуванні стандартів виконання конструкторської документації та галузевих стандартів виробів, матеріалів тощо. Модель виробу, створена у CAD з метою забезпечення наукового пошуку, має відносно легко передаватись у CAE, що передбачає високу інтегрованість відповідних модулів або поширеність формату передавання даних.

До складу майже усіх САПР входять модулі управління даними (принаймні до нових версій). Такі модулі дозволяють створювати систему із функціоналом PDM різної потужності. Однак управління даними проектів, відслідковування версій та синхронізація даних і файлів відповідно до внесених змін повністю реалізуються, як правило, лише із нативними форматами кожної САПР, на відміну від загальних PDM, які працюють із форматами різних САПР та універсальними форматами. Останнім часом розробники САПР пропонують хмарні сервіси PDM, які працюють із форматами файлів сторонніх САПР.

Підхід CDIO визначає необхідність не лише розробки електронної моделі, але й створення прототипу чи фізичної моделі об'єкта проектування. Завдяки сучасним аддитивним та екстрактивним технологіям на базі використання верстатів із ЧПК реалізація такої вимоги не складає труднощів. Це ставить вимогу до інформаційної системи із забезпечення підготовки технологічного процесу, використання САМ програм чи модулів та, відповідно, можливості обміну інформацією CAD <--> САМ.

Достовірність отриманих із використанням CAE результатів моделювання визначається правильною трансляцією математичної моделі та параметрів моделювання у параметри моделі CAE, а також коректною інтерпретацією результатів. На даний час правильність трансляції математичної моделі у модель CAE може бути встановлено за умови повного розкриття значення тих чи інших параметрів, що задаються у діалогових вікнах, встановлення їх математичної інтерпретації (впливу на застосовність відповідних значенням параметрів математичних моделей для дослідження складених дослідниками розрахункових моделей). Перший крок інтерпретації результатів моделювання – визначення відсутності протиріччя отриманих результатів із оціночними результатами на основі застосування якомога загальніших теорій. Опис значень параметрів та результат інтерпретації має бути обов'язковою частиною документації проекту.

З поширенням сучасних технологій інженери різноманітних галузей намагаються отримати максимальну віддачу від програмного забезпечення для виконання поставлених перед ними проектно-пошукових робіт. Важливим є не лише вартість виконання робіт, а й уміння та можливість надати замовнику доступну для розуміння 3D модель, відеоматеріал тощо. Тому актуальним є впровадження сучасних спеціалізованих програмних засобів та продуктів не лише у навчальний процес підготовки майбутніх інженерів, але і вибору систем автоматизованого проектування для наукових розробок технічних засобів процесу буріння свердловин.

Вибір САПР – нелегка та відповідальна справа, оскільки на вимоги, які мають висуватися до системи, впливають цілий ряд особливостей як певного напрямку наукових досліджень (процесу буріння), так і особливостей конкретного наукового закладу, зокрема нафто-

газового університету. Оскільки в межах наукового закладу (ІФНТУНГ) застосовуються різні САПР, то взаємодія цих систем не завжди забезпечується у повному обсязі, це збільшує час обробки інформації, знижує ефективність пошуку її, ускладнює погодження документів, виникає велика ймовірність появи збоїв, помилок та втрати інформації.

Отже, вибір САПР доцільно проводити у декілька етапів на базі груп певних вимог. Розглядаючи вимоги, які висувають користувачі САПР до програмних продуктів, можна виділити ті критерії, що дозволяють визначити декілька альтернативних САПР, рекомендованих до використання. Серед особливостей, що впливають на ці вимоги, можна виділити такі специфічні характеристики: складність інфраструктури (великий колектив науковців університету); спеціалізація підрозділів; змінність кадрів; унікальність завдань; не завжди чітка постановка завдань.

Аналізуючи ці особливості, сформульовано такі основні вимоги до САПР: функціональна достатність; висока масштабованість; підтримка галузевих довідників; зручність програмного інтерфейсу та, як наслідок, полегшене та доступне навчання студентів, інженерів, спеціалістів та інших користувачів; підтримання повного життєвого циклу технічної документації; наявність інструментів, що забезпечують інформаційну безпеку розроблених проєктів, ефективну схему роботи з базами даних, можливість одночасної роботи різних колективів у загальному робочому просторі проєкту; висока степінь інтеграції різних пакетів (комунікація, архітектура, виробництво, геоінформаційні системи тощо).

За результатами проведеного порівняльного аналізу різних САПР, ліцензіями на використання яких володіє університет, визначено, що для ІСПО варто використовувати програми фірм AutoDesk, Dassault System, PTC, Аскон версій не раніше 2010 року. Усі порівнювані системи дають можливість експорту/імпорту інформації, підтримують стандарти IGES, STEP, IFC та ін. Відомі також декілька хмарних рішень, які дозволяють широко обмінюватись 3D моделями [22, 23].

Таким чином, обмін прототипами можливий незалежно від використовуваної програми для створення електронної моделі, варто лиш виконати експорт моделі у відповідний формат. Можливе використання різноманітних переглядачів, значна кількість яких поширюється безкоштовно. Також зазначимо, що на багатьох етапах роботи із спільною базою знань прототипи не потрібні. Однак має бути сформовано бази зображень та анімацій, із відповідними атрибутами та прив'язками зображення до моделі. Інструменти формування зображення та анімацій у форматах, які призначено для поширення та перегляду у Інтернет, забезпечують усі розглянуті САПР.

Технічне забезпечення для створення електронних моделей, текстової та графічної інформації забезпечується комп'ютерними класами

та приватними комп'ютерами студентів. Наразі в університеті забезпечено можливість підключення приватних комп'ютерів студентів до мережі університету у межах комп'ютерних класів. У рамках розробки ІСПО розроблено процедуру отримання інформації із приватних носіїв та її розміщення у мережі університету. Передбачено необхідність переведення електронних моделей виробу у згадані вище універсальні формати.

Текстово-графічні документи, презентаційні матеріали виконуються засобами поширених офісних пакетів. Деяка несумісність форматів вільнопоширюваних та пропрієтарних пакетів у межах наукової роботи несуттєва, оскільки втрати стосуються, як правило, параметрів оформлення/форматування. Звітні документи, оформлені відповідно до СОУ ІФНТУНГ, як правило, без втрат транслюються у відомі формати файлів. Однак постає проблема організації документообігу, відслідковування часу створення версій, авторизації документів.

На момент аналізу нормативні документи передбачають, що завершені проєкти обов'язково документуються друкованими примірниками, електронні примірники у вигляді саме документів у ІС не збираються, на відміну від сучасних практик роботи із документами у промисловості. Таким чином, для підвищення якості освіти необхідна система електронного обміну документами, хоча б на стадії розробки. Робота із електронними документами є необхідною компетенцією сучасного інженера.

Постало питання, на якій платформі має ґрунтуватись обмін документами. В результаті аналізу виявлено, що обмін документами може відбуватись під керуванням спеціалізованих платформ організації навчального процесу або можна розробити чи адаптувати одну із систем електронного документообігу (СЕД) чи систем управління контентом (content management system, CMS).

Відомі навчальні платформи, такі як системи управління навчанням (learning management system — LMS), віртуальні навчальні середовища (virtual learning environment — VLE), системи управління навчальними курсами (course management system — CMS) і системи управління навчальним контентом (learning content management system — LCMS), забезпечують управління процесом навчання і його змістом. Термін «навчальна платформа» також уживається для позначення персонального навчального середовища (personal learning environment — PLE) із можливістю самостійно керувати процесом навчання [3]. Такі системи забезпечують функції документування взаємодії учасників навчального процесу, ведення необхідних баз даних на основі форм документів. Управління навчальним контентом передбачає розподіл прав доступу автора курсу та студента і забезпечення відповідного доступу до елементів курсу (читання і/або зміна). Курс практично у всіх системах представлено у вигляді web-сторінок, система виступає у вигляді CMS сайта

курсу (content management system у розумінні web-розробки). Інструменти обміну файлами не передбачають ведення бази документів у розумінні СЕД.

Серед широкого спектру існуючих програмних середовищ виокремлено модульне об'єктно-орієнтоване динамічне навчальне середовище Moodle. Середовище Moodle має широкий набір функціональності, що притаманний платформам електронних систем навчання, системам управління курсами, системам управління навчанням та віртуальним навчальним середовищам, що надає можливість ефективно використовувати web-доступ для онлайн-навчання. Середовище Moodle розповсюджується на умовах ліцензії GPL із відкритими вихідними кодами, що дає можливість адаптувати його під особливості кожного проекту, інтегрувати з іншими інформаційними системами, доповнювати новими сервісами, встановлювати додаткові модулі для створення звітності. Важливим фактором є також те, що в університеті уже розгорнуто систему дистанційного навчання на базі середовища Moodle.

Серед великої кількості на ринку можна виділити систему Alfresco. Alfresco – система управління корпоративним контентом із інтегрованою системою управління бізнес-процесами. Ключовою особливістю системи визначено наявність відкритої архітектури та версії із відкритим кодом, поширеної на умовах LGPL. Така особливість дає можливість суттєвої видозміни системи, її налаштування під потреби організації та окремих користувачів. Базова конфігурація системи (не потребує підключення чи розробки додаткових модулів) дозволяє реалізувати управління документообігом організації (у вигляді СЕД) та управління контентом корпоративного порталу (веб-сайта) із прив'язкою до документообігу.

За результатами аналізу прийнято рішення розробку виконувати у два етапи: на першому етапі створити навчальну систему формування графічної компетентності, на другому – розгорнути ІСПО.

Для спеціалістів нафтогазового профілю впровадження ІС проектування нафтогазового обладнання (ІСПО) дозволить отримувати оперативний доступ до довільної нагромадженої інформації з тим, щоб в подальшому ефективно її використовувати для вирішення поставлених завдань. ІСПО, як система управління, тісно пов'язується як з системами збереження та видачі інформації, так і з системами, що забезпечують обмін інформацією в процесі управління. Охоплено сукупність засобів та методів, що дозволяють користувачу збирати, зберігати, передавати і обробляти відібрану інформацію.

Колективом авторів кафедри інженерної та комп'ютерної графіки ІФНТУНГ розроблено підсистему бази знань навчальної системи проектування бурового обладнання. Запропонована розробка спрямована на формування графічної компетентності майбутнього інженера та досягнення нової якості освітніх технологій і оперативного наповнення єдиного інформацій-

ного середовища у відповідності із досягненнями сучасної науки і техніки.

Задля забезпечення можливості подальшого розширення системи, пристосування її до використання у мережі обрано підхід, що базується на використанні мови (Hyper Text Markup Language). Інтерактивний навчальний комплекс вирішено сформувати у вигляді набору HTML-документів.

При створенні інформаційної навчальної системи проектування бурового обладнання використано блочно-модульний принцип, систему створено у вигляді окремих елементів або файлів, які утворюють логіко-ієрархічну структуру. Це дозволяє легко диференціювати розділи та модулі системи. У текстах встановлено необхідні гіпертекстові посилання, що відображають ключові слова, терміни, основні поняття, нормативні матеріали та ін. Графічний матеріал представлений форматом *.jpg та в електронними моделями і креслениками виробів, створеними за допомогою САПР Inventor та Компас.

Інформаційна системи проектування бурового обладнання:

- забезпечує інформаційний обмін, використовуючи архіви електронних документів, бази даних, спеціалізовані довідники та програмне забезпечення;

- дозволяє вибирати для ознайомлення типове бурове обладнання, яке складається із стандартних або типових елементів і вузлів (бурильний інструмент, бурильні труби, муфти, ніпелі, фланці, кріпильні вироби та ін.);

- дозволяє отримувати довідкові дані для розробки конструкції (механічні властивості матеріалів, види з'єднань та ін.);

- знайомить із існуючими загальними вимогами і нормативними документами до оформлення різноманітних конструкторських документів;

- дозволяє за 3D моделями ознайомитись із типовими конструкціями елементів.

Базовий блок системи знайомить користувачів із існуючими загальними вимогами і нормативними документами до оформлення різноманітних конструкторських документів (рис.2), дозволяє вибирати типове бурове обладнання і необхідну інформацію для його конструювання і проектування (рис.3).

Складові елементи системи:

- довідники стандартів, щодо правил оформлення різноманітних конструкторських документів та текстова пояснювальна інформація до них;

- база типорозмірів елементів бурового обладнання, яка складається із нормативних документів, які діють на території України для кожного елемента обладнання із його характеристикою;

- каталоги типового бурового обладнання у вигляді комплексу основних агрегатів, зокрема: бурильна колона, підйомний механізм, вертлюг, насосно-циркуляційна система із розробленою конструкторською документацією;

- 3D моделі окремих типових агрегатів.

ІНФОРМАЦІЙНА СИСТЕМА ПРОЕКТУВАННЯ БУРОВОГО ОБЛАДНАННЯ

Розробник – кафедра інженерної та комп'ютерної графіки ІНТУУН 2016

- Оформлення конструкторської документації
- Загальні відомості про техніко-технологічне забезпечення процесу буріння свердловин
- Облаштування для буріння свердловин

ГОСТ 28487-90
МЕЖГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ

РЕЗЬБА КОНИЧЕСКАЯ ЗАМКОВАЯ ДЛЯ ЭЛЕМЕНТОВ БУРИЛЬНЫХ КОЛОНН
ПРОФИЛЬ, РАЗМЕРЫ, ДОПУСКИ

Полное наименование

Структурна схема бурової установки

ЗАМКВИ

- ГОСТ 5286-75 Замок для бурових труб
- ГОСТ 7918-75 Замок для геологорозвідального бурового труб діаметром 50 мм. Технічне узгодження
- ГОСТ 28487-90 Резьба коническая замковая для элементов буровых колонн. Профиль, размеры, допуски.

БУРИЛЬНИ ТРУБИ

- ГОСТ 631-74 Трубы буровые с высвальными концами и резьбой в них
- ГОСТ 6238-77 Трубы обсадные и колонновые для геологоразведочного бурения и вышки в них
- ГОСТ 7909-56 Трубы буровые геологоразведочные и обсадные в них
- ГОСТ 23786-79 Трубы буровые из алюминия сплавов

Оформлення конструкторської документації

- Основи машинобудівного креслення
- Креслення аксидальні
- Креслення складаних машин
- Елементи конструкторської документації
- Схеми

Нормативні матеріали

- ДСТУ 3973-2000 Система розроблення та поставлення продукції на виробництво

1 ОСНОВИ МАШИНОБУДІВНОГО КРЕСЛЕННЯ

Зміст креслення кожної галузі виробництва має свої особливості щодо оформлення об'єкта. Машинобудівне креслення розглядає трибачи і правила виконання та оформлення креслення машин та їх деталей, конструцій та інших технічних об'єктів. Технічні креслення, як важлива складова частина конструкторської документації, визначають конструкцію виробу та нічого неможливо для розробника виготовлення контролю, монтажу, експлуатації та ремонту виробу. Такі креслення виконують відповідно до вимог технічних документів, розроблених у підприємстві, розробка яких основних правил оформлення креслення, побудови зображень, нанесення розмірів, виконання елементів з'єднань деталей.

Креслення машинобудівного виробництва повинні містити інформацію не тільки про форму та būвну виробу, розробку, але і вичерпні відомості про вартість, būвну поверхову деталі, вимоги форми і розташування поверхових, відомості про контроль деталі. Без їх наявності неможливо для виготовлення деталей і складання виробу, розроблення інших технічних документів для здійснення виробничого процесу.

Життєвий цикл буд-воного виробу виробництва супроводжується конструкторською документацією, виконаною до виконання кожної часткової регламентації таким стандартами:

- ГОСТ 2.101-88 ЄСКД. Види виробу.
- ГОСТ 2.102-2013 ЄСКД. Види і комплектність конструкторських документів.
- ГОСТ 2.103-2013 ЄСКД. Стадії розробки.
- ГОСТ 2.109-73 ЄСКД. Основні вимоги до креслення.
- ГОСТ 2.113-75 ЄСКД. Трубові і бачки конструкторських документів.
- ГОСТ 2.118-2013 ЄСКД. Технічна пропозиція.
- ГОСТ 2.119-2013 ЄСКД. Експертний проект.
- ГОСТ 2.120-2013 ЄСКД. Технічний проект.
- ГОСТ 2.121-2008 ЄСКД. Правила виконання основних конструкторських документів.
- ГОСТ 2.401-2013 ЄСКД. Експлуатаційні документи.
- ГОСТ 2.609-2013 ЄСКД. Ремонтні документи.
- ГОСТ 2.609-2013 ЄСКД. Високоточна експлуатаційна і ремонтна документація.
- ДСТУ 3321:2003 Система конструкторської документації. Терміни та визначення основних понять.

СИСТЕМА КОНСТРУКТОРСЬКОЇ ДОКУМЕНТАЦІЇ

Терміни та визначення основних понять

ДСТУ 3321:2003

Об'єктна графіка

Рисунок 2 – Приклад окремих елементів інформаційної системи

Матеріал	Мір	Позначення	Кількість	Мір	Титул
		Документація			
		КГ.01.000 СБ			Складовий креслення
					Вертол
1	КГ.01.001	Кольцо	1		
2	КГ.01.002	Ствол Вертол	1		
3	КГ.01.003	Наконечник шпандар	1		
4	КГ.01.004	Наконечник шпандар	1		
5	КГ.01.005	Шпандар	1		
6	КГ.01.006	Шпандар	1		
7	КГ.01.007	Палець шпандар	2		
8	КГ.01.008	Гайка наконечник	2		
9	КГ.01.009	Шпандар	1		
10	КГ.01.010	Диск	1		
11	КГ.01.011	Кольцо	1		
12	КГ.01.012	Шпандар	1		
13	КГ.01.013	Кільце напівсферичне 225	1		
14	КГ.01.014	Кольце	1		
15	КГ.01.015	Палець шпандар	1		
16	КГ.01.016	Кільце напівсферичне 226	1		
		Шпандарні шпандар			
17		Бачок 218x20 58.019	8		
		ДСТУ ГОСТ 7798 2008			
		КГ. 01. 000			
		Вертол 48-250			кафедра ІКГ

Рисунок 3 – Вузли бурового обладнання із конструкторською документацією

Компоненти системи можуть бути використані при підготовці спеціалістів різних рівнів і спеціальностей, щодо методів конструювання бурового обладнання, а здобуті знання і вміння дозволять виконувати проекти, максимально наближені до реальних.

Відповідно до поставленої мети наближення практики роботи користувачів до контенту інженерної діяльності в розумінні підходу CDIO ІСПО має забезпечувати можливість фіксування та обговорення ідеї, створення проекту виробу (розробка документації від ескізу до

електронної моделі), підтримувати процес запровадження виробу (створення прототипу, фізичної моделі, експериментального зразка), відслідковування застосування виробу (як правило, не супровід життєвого циклу, а відслідковування у плані роботи з дослідним зразком, експериментальною партією та основною продукцією, тобто зворотній зв'язок і оптимізація).

ІСПО для реалізації поставлених задач вирішено реалізовувати у вигляді ЕСМ на основі Alfresco. Наразі триває побудова схем бізнес-процесів, визначення порядку створення, зміни

та передавання у архів звітної документації про процес проектування, розроблення відповідних регламентів.

Висновки

Обґрунтовано необхідність застосування проектно-орієнтованих підходів навчання при підготовці студентів нафтогазового профілю та формування єдиного інформаційного простору конкретної спеціалізації, щодо проектування бурового обладнання та залучення різних суб'єктів наповнення цього простору.

Запропоновано методологічні основи створення інформаційної системи проектування бурового обладнання та розроблено концепцію побудови структури системи з врахуванням можливості її подальшого розвитку, яка дозволить удосконалити організаційні форми проектно-діяльності.

Отримано інформаційну систему формування графічної компетентності для проектування вузлів бурового обладнання. Інтерактивний навчальний комплекс сформовано у вигляді набору HTML-документів, графічний матеріал представлено ілюстративною графікою та електронними моделями.

Наступними завданнями є налагодження внутрішніх і зовнішніх каналів передачі інформації, компонентне наповнення блоків системи, розвиток системи із врахуванням досвіду експлуатації першої версії та побажань користувачів із числа професорсько-викладацького та студентського складу.

Література

- 1 Карпаш М. О. Вища інженерна освіта в умовах сталого розвитку суспільства / М. О. Карпаш, Є. І. Крижанівський, О. М. Карпаш // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2015. – № 3 (56). – С. 11–16.
- 2 UNESCO Report : Engineering: Issues Challenges and Opportunities for Development [Electronic resource]. – Paris : UNESCO, 2010. – 396 p. – Access mode: <http://unesdoc.unesco.org/images/0018/001897/189753e.pdf>. – Title from the screen.
- 3 Морзе Н. Тенденції використання ІКТ в освіті та програма Інтел «Навчання для майбутнього» [Електронний ресурс] / Наталія Морзе // Міжнародний форум “Нові горизонти ІКТ в освіті”, 10-11 грудня 2013 р.: Київ, 2013. – Режим доступу: <http://10.iteach.com.ua/journal-page/20>. – Назва з екрана.
- 4 Markham T. Project Based Learning / Markham T. // HeartIQ Press, San Rafael, California, 2012. – 152 p.
- 5 Crawley E. F. Rethinking Engineering Education : The CDIO Approach / E. F. Crawley, J. Malmqvist, S. Östlund, D. R. Brodeur, K. Edström // Springer International Publishing, Switzerland, 2014. – 327 p.
- 6 Educational Transformation through Technology at MIT [Electronic resource] – Access mode: <http://web.mit.edu/edtech/home.html>. – Title from the screen.
- 7 Иванов, В.О. Практико-орієнтовані технології в інженерній освіті: навчальний посібник [Електронний ресурс] / В.О. Иванов, Д.В. Криворучко, О.В. Купенко. – Харків : НТМТ, 2015. – 140 с. – Режим доступу: <http://essuir.sumdu.edu.ua/handle/123456789/43218>. – Назва з екрана.
- 8 Грузинский А. О. Концепция проектно-ориентированного университета [Електронний ресурс] / А. О. Грузинский // Университетское управление. – 2003. – № 3(26). – С. 24–37. – Режим доступу: <http://ecsocman.hse.ru/rubezh/msg/16476331.html>. – Назва з екрана.
- 9 Дворецкий С. И. Формирование готовности студентов инженерных специальностей к инновационно-проектной деятельности в процессе курсового и дипломного проектирования / С.И. Дворецкий, Е. И. Муратова // Вестник ТГТУ. – 2003. – Том 9. №4. – С.725-740.
- 10 Шкіца Л.Є. Методологічні основи створення інформаційної системи проектування бурового обладнання / Л.Є. Шкіца, О.В. Корнута, І.В. Павлик, І.О. Бекіш // Машина, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу: Міжнародна наук.-практ. конф., 16-20 травня 2016 р. – Івано-Франківськ, 2016. – С. 326-328.
- 11 Щеглов Д. К. Методика выбора PDM-системы для предприятия ракетно-космической отрасли / Д. К. Щеглов // ИННОВАЦИИ. – 2011. – № 5 (151). – С. 107–114.
- 12 Зубова Л.Д. Технологии 3D в проектировании. Реальность и перспективы. [Електронний ресурс] / Зубова Л.Д. – Режим доступу: http://www.gipvn.ru/files/It-Istiriya-vnerdeniya/NGN_1_2015_Зубова.pdf. – Назва з екрана.
- 13 Мокрозуб В. Г. Виртуальный кабинет "Конструирование технологического оборудования" [Электронный ресурс] / В. Г. Мокрозуб, А. А. Борисьяк, Е. С. Егоров // Наука и образование, электр. науч.-техн. издание. – 2011. – Режим доступу: <http://techno-new.developer.stack.net/doc/227902.html>.
- 14 Основні шляхи вдосконалення системи інформаційного забезпечення конкурентоспроможності промислового підприємства [Електронний ресурс] / Є.А. Бельтюков, Г.І. Задорожко // Економіка: реалії часу. Науковий журнал. – 2013. – № 2 (7). – С. 228-234. – Режим доступу: <http://www.economics.opu.ua/n3.html>. – Назва з екрана.
- 15 Корнута В. А. Використання методики оцінювання ефективності запровадження електронного документообігу у навчанні [Електронний ресурс] / В.А. Корнута // Інформаційні технології в освіті. – 2014. – № 21. – Режим доступу: <http://ite.kspu.edu/Issue-21/p-45-56>. – Назва з екрана.

16 Корнута В.А. Науково-практичні основи використання систем автоматизованого проектування для розробки технічних засобів процесу буріння свердловин / В.А.Корнута, О.О.Онищук // *Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку та диверсифікації постачання нафти і газу: Міжнародна наук.-практ. конф., 16-20 травня 2016 р. – Івано-Франківськ, 2016. – С. 293-295.*

17 Чистовська І. П. Проектна діяльність як засіб формування педагогічної компетентності майбутніх інженерів-педагогів [Електронний ресурс] / І. П. Чистовська // *Вісник Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут”. Філософія. Психологія. Педагогіка. – 2007. – № 3, Ч. 2. – Режим доступу: http://www.nbu.gov.ua/old_jrn/soc_gum/VKPI_fpp/2007-3-2/index.html. – Назва з екрана.*

18 Хуторської А. Ключові освітні компетентності [Електронний ресурс] / А. Хуторської // *osvita.ua. – Опубліковано: 12.01.2009. – Режим доступу: <http://ru.osvita.ua/school/method/2340/>. – Назва з екрана.*

19 The CDIO™ Initiative is an innovative educational framework for producing the next generation of engineers [Electronic resource]. – Access mode: <http://www.cdio.org/about>. – Title from the screen.

20 The Bologna Process [Electronic resource] – Access mode: http://ec.europa.eu/education/policy/higher-education/bologna-process_en. – Accessed January 9, 2014 / (last access: 22.01.17) – Title from the screen.

21 European Network for Accreditation of Engineering Education [Electronic resource]. – Access mode: <http://www.enaee.eu>. – Accessed January 9, 2014 / (last access: 22.01.17) – Title from the screen.

22 GrabCAD [Electronic resource]. – Access mode: <https://grabcad.com/workbench/features>. – Title from the screen.

23 Антон Назаренко. GrabCAD – уникальная система для творческих личностей и 3d моделлеров [Электронный ресурс]. – 12/02/2014. – Режим доступа: <https://gridder.ru/general/grabcad-unikalnaja-sistema-dlja-tvorcheskih-lichnostej-i-3d-modellerov> (дата обращения 2017.01.14) – Название с экрана.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
02.03.17*

*Рекомендована до друку
професором Чудиком І.І.
(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
професором Атаманюком В.М.
(Національний університет
«Львівська політехніка», м. Львів)*