



Прийнято 24.04.2025. Прорецензовано 22.10.2025. Опубліковано 26.12.2025.

УДК 622.24 + 621.694.2

DOI: 10.31471/1993-9868-2025-2(44)-194-203

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ СВЕРДЛОВИННОГО СТРУМИННОГО НАСОСА

Паневник Д. О. *

Доктор філософії, доцент

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, Україна

<https://orcid.org/0000-0002-7853-5051>

e-mail: den.panevnik@gmail.com

Паневник О. В.

Доктор технічних наук, професор

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, Україна

<https://orcid.org/0000-0003-2765-3776>

e-mail: o.v.panevnik@gmail.com

Анотація. Напружено-деформований стан свердловинних струминних насосів визначається їх призначенням та умовами використання. Основні схеми використання ежекційних систем у свердловині представлені конструкціями струминних насосів, призначених для буріння, ліквідації аварій в процесі буріння та експлуатації свердловин. За характером впливу умов експлуатації на механічні характеристики складові ежекційної системи згруповані за елементами, що піддаються зношуванню внаслідок гідроабразивної дії робочого середовища, та корпусних деталей, які сприймають зусилля від осьового навантаження, тиску та тертя. Умови експлуатації свердловинних струминних насосів ускладнюються особливостями його робочого процесу, які полягають у підвищеній імовірності його роботи в кавітаційному режимі. В процесі аналізу умов експлуатації свердловинних наддолотних ежекційних систем встановлено, що кільцеві напруження в процесі буріння залишаються незмінними, а напруження стиснення та дотичні відзначаються асиметричним характером. Незмінні напруження від дії тиску робочої рідини і осьового навантаження та змінні асиметричні напруження характерні для корпусних елементів струминного насоса, який реалізує процес очищення вибою. Під час ліквідації прихоплень бурильної колони незмінні напруження від дії тиску та розтягу на окремих етапах використання струминного насоса трансформуються у асиметричні згасаючі змінні напруження. Корпусні елементи пакерних нафтовидобувних струминних насосів відзначаються дією постійних напружень стиснення, а двотрубні нафтовидобувні системи – постійними напруженнями розтягу. Кільцеві напруження в корпусі свердловинної ежекційної системи та густина промивального розчину, глибина свердловини, витрата робочого потоку і радіус стінки струминного насоса пов'язані прямопропорційною залежністю. Збільшення діаметра робочої насадки та колони підйомних труб викликає зниження величини кільцевих напружень. Величина осьових напружень та радіус і товщина стінки корпусу пов'язані оберненопропорційною залежністю.

Ключові слова: свердловинний струминний насос; ежекційна система; механічні характеристики; зношування; напруження; зусилля в елементах; цикл навантаження; кавітація.

Запропоноване посилання: Паневник, Д. О. & Паневник, О. В. (2025). Дослідження напружено-деформованого стану елементів свердловинного струминного насоса. Нафтогазова енергетика, 2(44), 194-203. doi: 10.31471/1993-9868-2025-2(44)-194-203.

* Відповідальний автор



Copyright © The Author(s). This is an open access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution License 4.0 (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)

Вступ

Частка використання нафти і газу у світовому споживанні первинної енергії становить відповідно 33,1 % та 27 % [1]. Незважаючи на високі темпи розвитку технологій альтернативної енергетики вуглеводні залишаються основною сировиною для хімічної промисловості. За даними агенції US Energy Information Administration (EIA) [2] світове споживання нафти у 2025 та 2026 році зростатиме на 1,3 та 1,1 млн барелів щоденно. Зростання обсягів споживання вуглеводнів зумовлює необхідність залучення до експлуатації важкодоступних і виснажених продуктивних пластів. Одним із шляхів зростання нафтогазовидобутку є застосування нетрадиційних технологій розробки покладів вуглеводнів і, зокрема, використання струминних насосів в процесах буріння, експлуатації та ремонту свердловин. Струминні насоси відзначаються простою конструкцією, не мають рухомих частин та зберігають працездатність при транспортуванні агресивних рідин, за наявності механічних домішок, високого газового фактору та значної обводненості продукції експлуатаційних свердловин. Використання наддолотних струминних насосів під час первинного розкриття продуктивного горизонту дає змогу зберегти його природну проникність та збільшити коефіцієнт нафтовилучення в процесі подальшої експлуатації покладів вуглеводнів. Особливості робочого процесу струминного насоса сприяють підвищенню ефективності експлуатації родовищ високов'язкої нафти. На пізній стадії розробки нафтогазового родовища гідроструминний спосіб нафтовилучення забезпечує зниження собівартості продукції свердловин у порівнянні з використанням традиційних штангових глибинних установок. При цьому зростає рентабельність старіючих свердловин та збільшується термін їх експлуатації. Схеми утилізації легких вуглеводнів, до складу яких входить газорідинний ежектор, підвищують ефективність уловлювання низьконапірного нафтового газу та зменшують небезпеку забруднення навколишнього середовища при експлуатації об'єктів систем збору, зберігання та підготовки продукції свердловин. Процес спорудження та експлуатації нафтових і газових свердловин супроводжується невідпинним зростанням їх глибини та ускладненням геологічних умов, внаслідок чого зростають вимоги до підвищення надійності нафтогазопромислового обладнання. Зважаючи на ускладнення умов розробки родовищ нафти і газу, забезпечення пра-

цездатності свердловинних струминних насосів є актуальним завданням досліджень.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

В процесі моделювання процесу зношування елементів проточної частини струминного насоса встановлено взаємозв'язок між швидкістю руху гідроабразивного потоку та інтенсивністю зношування робочої насадки ежекційної системи [3]. Масова витрата гідроабразивного потоку при проведенні досліджень змінювалась в діапазоні від 8 до 30 г/с, а густина абразивних частинок становила 7854 кг/м³. В процесі високошвидкісної відеозйомки процесу взаємодії частинок піску та елементів струминного насоса встановлено суттєвий вплив зворотних течій, що виникають на вихідній ділянці приймальної камери, на механізм гідроабразивної ерозії деталей ежекційної системи [4]. Використовуючи електронну мікроскопію, отримано зворотний взаємозв'язок між величиною частинок абразиву та інтенсивністю зношування елементів струминного насоса. Інтенсивність зношування елементів струминного насоса більше корелюється з швидкістю робочого потоку і менше залежить від співвідношення витрат змішуваних потоків [5]. Інтенсивність ерозії зростає на криволінійних ділянках проточної частини струминного насоса [6]. Найбільша інтенсивність ерозійних процесів має місце на вхідній та вихідній ділянках камери змішування та на початковій ділянці дифузора [7]. Під час аналізу робочого процесу свердловинного струминного насоса, величина витрати робочого та інжектованого потоку якого становить відповідно 0,02 м³/с та 0,01 м³/с, встановлено, що ділянки максимального гідроабразивного зношування розміщені в циліндричній частині робочої насадки струминного насоса [8]. Зважаючи на вміст абразивних частинок в проточній частині окремих елементів струминного насоса, найбільш небезпечним, з точки зору зношування його деталей, є процес промивання піскових пробок. При промиванні піскових пробок концентрація піску в робочому потоці може становити 30 % [9]. Інтенсивність гідроабразивного зношування зростає внаслідок виникнення кавітації в проточній частині струминного насоса [10]. Виникнення кавітації в проточній частині струминного насоса викликає зростання напружень в корпусних елементах струминного насоса [11], [12]. Напруження в корпусних елементах струминного насоса прямопропорційне глибині свердловин.

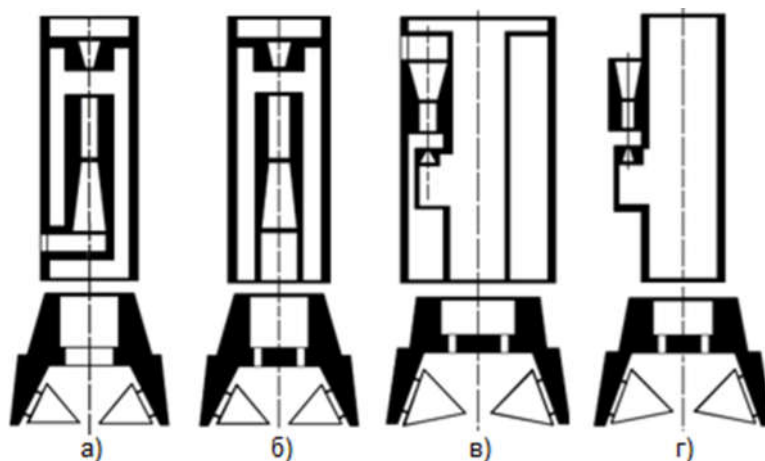


Рисунок 1 – Наддолотні струминні насоси для реалізації зворотного (а), прямого (б) та комбінованого (в, г) промивання вибою

Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми

На основі аналізу особливостей експлуатації свердловинних ежекційних систем встановлено, що дослідження працездатності їх складових елементів обмежується здебільшого моделюванням процесу зношування окремих деталей проточної частини струминного насоса. Міцнісні характеристики деталей проточної частини струминного насоса досліджені недостатньо, внаслідок чого підвищується імовірність виникнення аварійних ситуацій, зменшується надійність підземного обладнання та знижується ефективність прогнозування тривалості його безвідмовної експлуатації. Сучасні тенденції до зростання глибини нафтогазових свердловин зумовлюють актуальність прогнозування міцнісних характеристик при проектуванні конструкцій та режимів експлуатації струминних насосів.

Мета та завдання досліджень

Метою досліджень є аналіз міцнісних характеристик елементів свердловинних струминних насосів на основі визначення особливостей проектування та досвіду експлуатації ежекційних систем при реалізації основних технологічних процесів розробки нафтогазових родовищ.

Поставлена мета передбачає виконання наступних завдань досліджень:

- аналіз умов експлуатації основних схем використання струминного насоса в свердловині;
- визначення характеру зміни напружень в елементах свердловинних струминних насосів;
- оцінка впливу експлуатаційних факторів на напружено-деформований стан елементів свердловинного струминного насоса.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

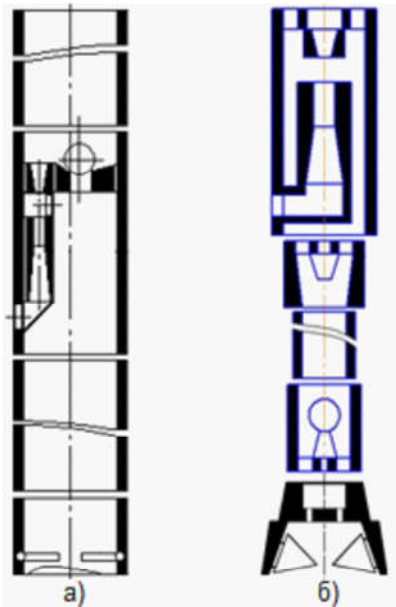
Враховуючи проведений авторами аналіз основні схеми, використання ежекційних систем у свердловині представлені наддолотними струминними насосами, пристроями для ліквідації аварій в процесі буріння та нафтовидобувними компоновками. Наддолотні струминні насоси (рис. 1) дають змогу підвищити ефективність первинного розкриття продуктивного горизонту.

Місцеве зворотне промивання вибою реалізується при використанні всмоктувального струминного насоса (рис. 1, а), пряме промивання вибою створюється за допомогою нагнітального струминного насоса (рис. 1, б), а комбіноване – нагнітально-всмоктувального струминного насоса (рис. 1, в, г). Всмоктувальні струминні насоси можуть використовуватись у конструкції колонкових снарядів при пошуково-розвідувальному бурінні для підвищення ефективності відбору керну. Нагнітальні струминні насоси інтенсифікують процес промивання вибою, а нагнітально-всмоктувальні зменшують величину диференціального тиску у процесі буріння.

Пристрій для очищення вибою (рис. 2, а) призначений для видалення шарошок, залишених на вибої свердловини в процесі буріння.

Конструкція пристрою для очищення вибою дозволяє усунути аварійну ситуацію, пов'язану з руйнуванням долота без необхідності попереднього фрезерування залишеної на вибої шарошки. Пристрій для усунення прихоплення бурових труб (рис. 2, б) може застосовуватись в горизонтальних свердловинах. В горизонтальних свердловинах внаслідок дії сил тертя ускладнюється використання традиційних гідроімпульсних засобів вивільнення при-

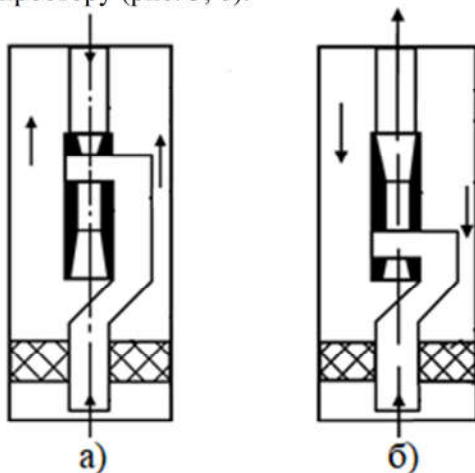
хопленого інструмента шляхом швидкого розвантаження попередньо розтягнутої підйомної колони. Зусилля на прихоплену ділянку бурильної колони виникає в момент раптової зупинки сферичного робочого органу, який рухається у створюваному струминним насосом висхідному потоці.



а) пристрій для очищення вибою; б) пристрій для усунення прихоплення бурильної колони

Рисунок 2 – Струминні насоси для ліквідації аварій у свердловині

Наведені на рисунку 3, а, б схеми пакерних струминних насосів відрізняються характером підведення робочого потоку, створюваного наземним насосним агрегатом, який може надходити на робочу насадку по каналу підйомних труб (рис. 3, а) або каналом затрубного простору (рис. 3, б).



а), б) пакерні струминні насоси;
в) безпакерний струминний насос

Рисунок 3 – Конструктивне виконання ежекційних систем для нафтовидобутку

Проведеним аналізом встановлено, що за характером впливу умов експлуатації на довговічність елементів свердловинної ежекційної системи її складові можна поділити на дві групи. Першу групу складають елементи проточної частини струминного насоса: робоча насадка, приймальна камера, камера змішування (відновлення швидкостей) та дифузور. Елементи проточної частини струминного насоса піддаються гідро-газо-абразивному та корозійному зношуванню. До другої групи складових ежекційної системи може бути віднесений корпус струминного насоса, термін експлуатації якого визначається величиною і характером діючих зусиль та напружень.

Дослідження умов експлуатації свердловинних ежекційних систем дозволило систематизувати характер напружень, що виникають у складових струминних насосів.

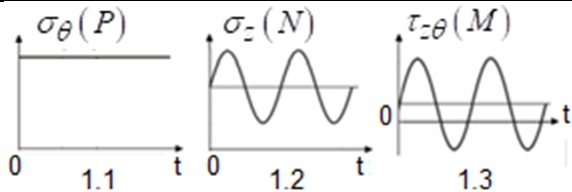
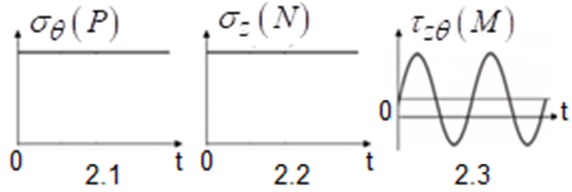
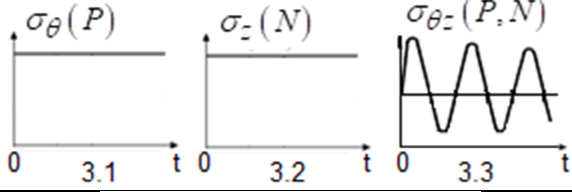
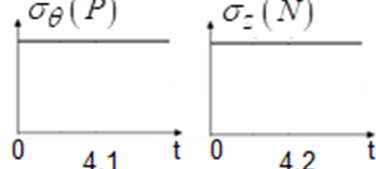
Корпусні елементи наддолотних ежекційних систем (рис. 1) сприймають три види напружень:

- кільцеві напруження від дії різниці тисків промивального розчину у внутрішній порожнині корпуса пристрою та затрубному просторі свердловини;
- осеві напруження стиснення, створюваного вагою обважнених бурильних труб та частиною розміщеною над ними бурильної колони;
- дотичні напруження, викликані тертям елементів долота і гірської породи.

Зусилля, викликані дією тиску промивального розчину, залежно від конструкції наддолотної ежекційної системи є причиною виникнення в корпусі струминного насоса стискаючих або розтягуючих напружень. Максимальна різниця тисків, що діють на стінку корпуса струминного насоса, має місце в області між вихідним перерізом робочої насадки та вхідним перерізом камери змішування. У випадку внутрішнього розміщення елементів проточної частини струминного насоса (рис. 1, а, б, в) область низького тиску створюється у внутрішній порожнині корпуса.

Для такої конструкції ежекційної системи величина зовнішнього тиску (в гідравлічному каналі затрубного простору) перевищує його значення у внутрішній порожнині, і в корпусі насоса нижче рівня розміщення робочої насадки виникають стискаючі напруження. Якщо конструкція ежекційної системи має зовнішнє (по відношенню до корпусу пристрою) розміщення робочої насадки та камери змішування (рис. 1, г) область низького тиску утворюється в затрубному просторі свердловини. В цьому

Таблиця 1 – Характер зміни напружень в корпусі струминного насоса при реалізації окремих технологічних процесів в свердловині

№	Найменування компоновки	Характер зміни напружень
1	Наддолотний струминний насос	
2	Струминний насос для очищення вибою	
3	Струминний насос для ліквідації прихоплень	
4	Нафтовий струминний насос	

випадку корпус пристрою в області між робочою насадкою і камерою змішування сприймає напруження розтягу. Наявність радіального каналу, що зв'язує порожнину пристрою з робочою насадкою при її зовнішньому розміщенні може розглядатись як концентратор напружень. Створення реактивного зусилля, спрямованого протилежно напрямку руху промивального розчину з робочої насадки (рис. 1, г) викликає появу згинаючих напружень в стінках радіального каналу, який сполучається з порожниною корпусу струминного насоса.

Особливістю робочого процесу струминного насоса є можливість його експлуатації у наближеному до виникнення кавітації режимі, коли різниця тисків, що діють на корпус насоса (зважаючи на наявність гідростатичного тиску промивального розчину) може становити 40–50 МПа і більше.

В окремих конструкціях наддолотних ежекційних систем асиметричне розміщення струминного насоса (рис. 1, в, г) є причиною нерівномірного розподілу напружень, викликаних дією тиску промивального розчину.

У випадку незмінної продуктивності бурового насоса кільцеві напруження в корпусі струминного насоса, викликані дією тиску

промивального розчину, залишаються постійними $\sigma_\theta(P) = \text{const}$ (табл. 1, графік 1.1). При бурінні в міцних породах в умовах періодичного відсакування долота прикладання осьового зусилля та виникнення стискаючих напружень у корпусних елементах струминного насоса має коливальний характер і змінюється від максимального до мінімального значення (табл. 1, графік 1.2). При цьому реалізується асиметричний цикл навантаження корпусу струминного насоса. Наведений характер зміни напружень може мати місце також при бурінні в м'яких породах внаслідок колювання бурильної колони.

Особливості зміни дотичних напружень в корпусі струминного насоса відображають характер коливальних процесів долота і бурильної колони: величина напружень змінюється від максимальних $\tau_{z\theta \max}(M)$ до мінімальних $\tau_{z\theta \min}(M)$ значень за асиметричним циклом та може набувати знакозмінного характеру (табл. 1, графік 1.3).

В процесі видалення залишених на вибої об'єктів корпус струминного насоса (рис. 2, а) сприймає постійні в часі $\sigma_\theta(P) = \text{const}$ симетричні напруження стиснення від дії тиску про-

мивального розчину (табл. 1, графік 2.1) і осьового навантаження $\sigma_z(N) = \text{const}$ (табл. 1, графік 2.2). Крім того, на пристрій діють змінні в часі $\tau_{z\theta\max}(M) \neq \text{const}$ дотичні напруження (табл. 1, графік 2.3), які викликані взаємодією зубчастих елементів розміщеної в його нижній частині коронки з поверхнею вибою свердловини.

В процесі вивільнення бурильної колони корпус струминного насоса знаходиться між її прихопленою та вільною ділянкою (рис. 2, б) і сприймає викликані вагою підйомних труб напруження стиснення (табл. 1, графік 3.2). Внаслідок розрідження, створюваного у внутрішній порожнині, корпус струминного насоса сприймає напруження стиснення, які викликані дією в затрубному просторі гідростатичного і гідродинамічного тиску промивального розчину (табл. 1, графік 3.1). В момент контакту з верхнім сидлом та зупинки кулі гідрударника відбувається раптове гальмування висхідного потоку, який створюється струминним насосом у гідравлічному каналі прихопленої ділянки бурильної колони, та виникає гідравлічний удар. Внаслідок дії гідравлічного удару над кулею гідрударника створюється область низького, а під кулею – область підвищеного тиску та виникає спрямоване вгору зусилля, яке сприяє вивільненню прихопленої ділянки бурильної колони. В подальшому в прихопленій частині бурильної колони формується коливальний процес, під дією якого в корпусі струминного насоса виникають змінні напруження згасаючої амплітуди (табл. 1, графік 3.3).

Корпусні елементи пакерного струминного насоса (рис. 3, а, б) сприймають зусилля від дії тиску промивального розчину та ваги насосно-компресорних труб підйомної колони. Зважаючи на особливості конструкції корпус струминного насоса на ділянці його проточної частини сприймає напруження стиснення, викликані зниженням тиску промивального розчину в його порожнині. Осьові зусилля, викликані дією ваги підйомної колони, створюють в корпусі струминного насоса напруження стиснення $\sigma_z(N)$. Напруження, викликані дією тиску робочої рідини і вагою підйомної колони, можуть вважатись статичними $\sigma_\theta(P) = \text{const}$ (таблиця 1, графік 4.1) та $\sigma_z(N) = \text{const}$ (таблиця 1, графік 4.2). Згаданий характер дії напружень реалізується для обох описаних конструкцій пакерних струминних насосів. На відміну від пакерних ежекційних систем, при

застосуванні двотрубної компоновки (рис. 3, в) вага підйомної колони викликає напруження розтягу, які також є незмінними в часі $\sigma_z(N) = \text{const}$.

Особливістю використання комбінованих ежекційних систем для нафтовидобутку з приводом від електровідцентрового або штангового насоса є менший рівень кільцевих напружень, викликаних дією тиску, оскільки гідростатичний тиск у затрубному просторі для даної конструкції струминного насоса відсутній. Якщо привод ежекційної системи здійснюється штанговим глибинним насосом із балансірним кривошипно-шатунним приводом величина кільцевих напружень у корпусі струминного насоса змінюється за синусоїдальним законом.

Визначимо вплив експлуатаційних факторів на напружено-деформований стан корпусних елементів свердловинного струминного насоса.

Під час аналітичного визначення міцнісних характеристик корпус струминного насоса розглядаємо як циліндричну оболонку, що знаходиться у складному напруженому стані. Використовуючи безмоментну теорію оболонок, нехтуючи впливом осьових напружень від ваги бурильної колони та дотичних напружень від її кручення, значення кільцевих напружень $\sigma_\theta(P)$, спричинених дією тиску можемо визначити за формулами

$$\sigma_\theta(P) = \frac{PR}{\delta}; \quad (1)$$

$$\sigma_\theta(P) = \frac{2R\Delta P}{R^2 - R_1^2}, \quad (2)$$

де P – внутрішній тиск;

R, R_1 – внутрішній та зовнішній радіуси циліндричної оболонки;

δ – товщина стінки циліндричної оболонки;

ΔP – різниця тиску, що діє на циліндричну оболонку.

Рівняння (1) є формулою Барлоу і застосовується за наявності внутрішнього тиску P . Якщо циліндрична оболонка сприймає дію різниці внутрішнього і зовнішнього тиску ΔP , для визначення кільцевих напружень використовуємо формулу Ляме (2).

Зважаючи на прийняті припущення, наведена методика визначення кільцевих напружень є наближеною. У цьому випадку розрахунок мінімально допустимої за умов міцності товщини стінки корпусу струминного насоса повинен здійснюватись із врахуванням необхідного запасу міцності.

Осьові $\sigma_z(N)$ та дотичні $\tau_{z\theta}(M)$ компоненти напружень в матеріалі стінки корпусу струминного насоса відповідно до лінійної теорії пружності [1] можна визначити за формулами

$$\sigma_z(N) = \frac{N}{\pi\delta(2R + \delta)}; \quad (3)$$

$$\tau_{z\theta}(M) = \frac{2(R + \delta)M}{\pi[(R + \delta)^4 - R^4]}. \quad (4)$$

Відповідно до наведених рівнянь у випадку збільшення радіуса корпусу струминного насоса значення кільцевих напружень зростають, а осьових – зменшуються. Величина кільцевих напружень у матеріалі корпусу струминного насоса у випадку внутрішнього розміщення робочої насадки значною мірою залежить від значення внутрішнього та зовнішнього тисків у робочій порожнині пристрою. Величина внутрішнього тиску у граничному випадку використання струминного насоса, коли він експлуатується у кавітаційному режимі дорівнює тиску насичених парів промивального розчину. Зважаючи на те, що величина тиску насичених парів промивального розчину складає менше 1 % сумарного гідростатичного та гідродинамічного тиску на вибої свердловини, для граничного випадку використання струминного насоса значення внутрішнього тиску у його проточній частині можна не враховувати. Тоді кільцеві напруження в матеріалі корпусу струминного насоса визначаються величиною зовнішнього тиску P_z , який може бути розрахований з використанням рівнянь Бернуллі та неперервності потоку

$$P_z = \rho g H_p + \frac{8}{\pi^2} \frac{\rho Q_w^2}{\mu_w^2 d_w^4} + \frac{8}{\pi^2} \frac{\rho \lambda_c H_p Q_w^2}{d_c^4}, \quad (5)$$

де ρ – густина робочого середовища;

g – прискорення земного тяжіння;

H_p – глибина встановлення струминного насоса в свердловині;

Q_w – витрата робочого потоку;

μ_w – коефіцієнт витрати робочої насадки;

d_w – діаметр робочої насадки;

λ_c – коефіцієнт лінійного гідравлічного опору каналу підйомної колони;

d_c – внутрішній діаметр гідравлічного каналу колони підйомних труб.

Зважаючи на структуру рівнянь (1), (5), кільцеві напруження в матеріалі корпусу струминного насоса зростають зі збільшенням гус-

тини робочого середовища, глибини розміщення струминного насоса в свердловині, і витрати робочого потоку. Зростання діаметрів робочої насадки та колони підйомних труб зменшує величину кільцевих напружень в матеріалі корпусу струминного насоса.

Висновки

1. За характером впливу умов експлуатації на довговічність основних схем використання свердловинних струминних насосів складові ежекційної системи систематизовано за двома класифікаційними ознаками: елементи, що піддаються поверхневому зношуванню під дією рухомої гідросуміші та корпусні деталі, які сприймають кільцеві напруження, осьові напруження стиснення та дотичні напруження, викликані тертям породоруйнівного інструмента і гірської породи:

– робоча насадка, приймальна камера, камера змішування та дифузор струминного насоса піддаються гідро-газо-абразивному та корозійному зношуванню;

– зусилля від дії тиску робочого середовища залежно від конструкції струминного насоса викликають появу кільцевих напружень стиску або розтягу;

– асиметрична конструкція струминного насоса відзначається нерівномірним розподілом напружень в елементах ежекційної системи.

2. Встановлено характер зміни напружень в корпусі струминного насоса при реалізації окремих технологічних процесів у свердловині:

– при застосуванні наддолотних ежекційних систем кільцеві напруження в корпусі струминного насоса, викликані дією тиску промивального розчину, залишаються постійними, а стискаючі та дотичні напруження змінюються за асиметричним циклом;

– корпусні елементи струминного насоса для очищення вибою сприймають постійні симетричні напруження від дії тиску промивального розчину і осьового навантаження та змінні асиметричні дотичні напруження;

– в процесі ліквідації прихоплень бурильної колони постійні симетричні напруження в корпусі струминного насоса від дії тиску промивального розчину і осьового навантаження доповнюються дією змінних коливальних напружень згасаючої амплітуди;

– процес нафтовидобутку відзначається статичними напруженнями стиснення для пакерних струминних насосів та постійними напруженнями розтягу для двотрубно́ї ежекційної компоновки.

3. Встановлено вплив експлуатаційних факторів на напружено-деформований стан корпусних елементів свердловинного струминного насоса:

- величина кільцевих напружень зростає зі збільшенням густини промивального розчину, глибини свердловини, витрати робочого потоку та радіуса стінки корпусу;
- діаметри робочої насадки та колони підйомних труб мають оберненопропорційний вплив на величину кільцевих напружень;
- величина осевих напружень зменшується при збільшенні радіуса і товщини стінки корпусу.

Завдання подальших досліджень полягає у розробленні автоматизованого алгоритму проектування та використання свердловинних струминних насосів із врахуванням міцнісних характеристик матеріалу його елементів та умов експлуатації.

Подяки

Відсутні.

Конфлікт інтересів

Відсутній.

Список використаних джерел

1. Statistical Review of World Energy: Full report. 69th edition. BP, 2020. 68 p. URL: <https://www.bp.com/content/dam/bp/business-sites/en/global/corporate/pdfs/energy-economics/statistical-review/bp-stats-review-2020-full-report.pdf>
2. Brent crude oil spot price and global inventory changes. U.S. Short-Term Energy Outlook. Energy Information Administration (EIA). *Full Report. Release Date: Jan. 14, 2025.* 60 p. URL: https://www.eia.gov/outlooks/steo/report/global_oil.php
3. Kamarudin N.H., Rao P.A.K., Azhari A. CFD Based Erosion Modelling of Abrasive Waterjet Nozzle using Discrete Phase Method. *Proceeding 2nd International Manufacturing Engineering Conference and 3rd Asia-Pacific Conference on Manufacturing Systems (iMEC-APCOMS 2015)*. Kuala Lumpur, Malaysia 12–14 November 2015. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2016. Vol. 114. 9 p. DOI: 10.1088/1757-899X/114/1/012016
4. Qian H., Liu J., Xu M., Fan C., Duan Z. Experimental Investigation on the Impact of Sand Particle Size on the Jet Pump Wall Surface Erosion. *Journal of Marine Science and Engineering*. 2024. № 12. P. 1–17. DOI: 10.3390/jmse12081390
5. Wan X., Dong M., Xu M., Fan C., Mou J., Han S. Numerical Prediction of Solid Particle Erosion in Jet Pumps Based on a Calibrated Model. *Energies*. 2024. Vol. 17(22). DOI: 10.3390/en17225720
6. Song X.-G., Park J.-H., Kim S.-G., Park Y.-C. Performance comparison and erosion prediction of jet pumps by using a numerical method. *Mathematical and Computer Modelling*. 2013. Vol. 57. Iss. 1–2. P. 245–253. DOI: 10.1016/j.mcm.2011.06.040
7. Tang Y., Xu J., Zhang W., He Y., Wei J. Study on erosion wear and life prediction of double jet pump in fluid with high sand content. *Physics of Fluids*. 2025. Vol. 37. Issue 1. P. 1–13. DOI: 10.1063/5.0250071
8. Паневник Д.О. Моделювання процесу гідроабразивної ерозії елементів свердловинного струминного насоса. *Проблеми тертя та зношування*. 2021. № 4. С. 115–121. DOI: 10.18372/0370-2197.4(93).16284
9. Паневник О.В., Паневник Д.О. Дослідження впливу експлуатаційних факторів на зношування елементів свердловинних струминних насосів. *Молодий вчений*. 2018. № 11(63). С. 377–382. URL: <https://molodyivchenyi.ua/index.php/journal/article/view/3493>
10. Qiu N., Zhu H., Long Y., Zhong J., Zhu R., Wu S. Assessment of Cavitation Erosion in a Water-Jet Pump Based on the Erosive Power Method. *Hindawi Scanning*. 2021. Vol. Issue 1. 15 p. DOI: 10.1155/2021/5394782
11. Величкович А.С., Паневник О.В. Обґрунтування вибору геометричних розмірів свердловинного струминного насоса. *Нафтогазова галузь України*. 2013. № 6. С. 20–23. URL: <http://elar.nung.edu.ua/bitstream/123456789/3669/1/5578p.pdf>
12. Velychkovych A.S., Panevnyk D.O. Study of the stress state of the downhole jet pump housing. *Науковий вісник НГУ*. 2017. № 5. P. 50–55.

References

1. BP. (2020). Statistical Review of World Energy: Full report. (69th ed.). Retrieved from <https://www.bp.com/content/dam/bp/business-sites/en/global/corporate/pdfs/energy-economics/statistical-review/bp-stats-review-2020-full-report.pdf>
2. U.S. Short-Term Energy Outlook. Energy Information Administration (EIA). (2025). Brent crude oil spot price and global inventory changes. Retrieved from https://www.eia.gov/outlooks/steo/report/global_oil.php
3. Kamarudin, N. H., Rao, P. A. K., & Azhari, A. (2016). CFD Based Erosion Modelling of Abrasive Waterjet Nozzle using Discrete Phase Method. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 114. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/114/1/012016>
4. Qian, H., Liu, J., Xu, M., Fan, C., & Duan, Z. (2024). Experimental Investigation on the Impact of Sand Particle Size on the Jet Pump Wall Surface Erosion. *Journal of Marine Science and Engineering*, 12, 1–17. <https://doi.org/10.3390/jmse12081390>
5. Wan, X., Dong, M., Xu, M., Fan, C., Mou, J., & Han, S. (2024). Numerical Prediction of Solid Particle Erosion in Jet Pumps Based on a Calibrated Model. *Energies*, 17(22). <https://doi.org/10.3390/en17225720>
6. Song, X.-G., Park, J.-H., Kim, S.-G., & Park, Y.-C. (2013). Performance comparison and erosion prediction of jet pumps by using a numerical method. *Mathematical and Computer Modelling*, 57(1–2), 245–253. <https://doi.org/10.1016/j.mcm.2011.06.040>
7. Tang, Y., Xu, J., Zhang, W., He, Y., & Wei, J. (2025). Study on erosion wear and life prediction of double jet pump in fluid with high sand content. *Physics of Fluids*, 37(1), 1–13. <https://doi.org/10.1063/5.0250071>
8. Panevnyk, D. O. (2021). Modeliuvannia protsesu hidroabrazyvnoi erozii elementiv sverdlvynnoho strumynnoho nasosa [Modeling of the hydroabrasive erosion process of downhole jet pump elements]. *Problemy tertia ta znoshuvannia* [Problems of Friction and Wear], (4), 115–121. [https://doi.org/10.18372/0370-2197.4\(93\).16284](https://doi.org/10.18372/0370-2197.4(93).16284) [in Ukrainian]
9. Panevnyk, O. V., & Panevnyk, D. O. (2018). Doslidzhennia vplyvu ekspluatatsiinykh faktoriv na znoshuvannia elementiv sverdlvynnykh strumynnykh nasosiv [Investigation of the influence of operational factors on the wear of downhole jet pump elements]. *Molodyi vchenyi* [Young Scientist], (11(63)), 377–382. Retrieved from <https://molodyivchenyi.ua/index.php/journal/article/view/3493> [in Ukrainian]
10. Qiu, N., Zhu, H., Long, Y., Zhong, J., Zhu, R., & Wu, S. (2021). Assessment of Cavitation Erosion in a Water-Jet Pump Based on the Erosive Power Method. *Hindawi Scanning*, 2021(1). <https://doi.org/10.1155/2021/5394782>
11. Velychkovych, A. S., & Panevnyk, O. V. (2013). Obgruntuvannia vyboru heometrychnykh rozmiriv sverdlvynnoho strumynnoho nasosa [Substantiation of the choice of geometric dimensions of a downhole jet pump]. *Naftohazova haluz Ukrainy* [Oil and Gas Industry of Ukraine], (6), 20–23. Retrieved from <http://elar.nung.edu.ua/bitstream/123456789/3669/1/5578p.pdf> [in Ukrainian]
12. Velychkovych, A. S., & Panevnyk, D. O. (2017). Study of the stress state of the downhole jet pump housing. *Naukovyi visnyk NHU* [Scientific Bulletin of NGU], (5), 50–55.

INVESTIGATION OF THE STRESS-DEFORMED STATE OF THE WELL JET PUMP ELEMENTS

Panevnyk D. O.

PhD, Associate Professor

Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas

Karpatska Str., 15, Ivano-Frankivsk, 76019, Ukraine

<https://orcid.org/0000-0002-7853-5051>

e-mail: den.panevnik@gmail.com

Panevnyk O. V.

Doctor of Technical Sciences, Professor

Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas

Karpatska Str., 15, Ivano-Frankivsk, 76019, Ukraine

<https://orcid.org/0000-0003-2765-3776>

e-mail: o.v.panevnik@gmail.com

Abstract. The stress-deformed state of the well jet pumps is determined by their purpose and conditions of use. The main schemes for the use of ejection systems in the well are represented by the constructions of jet pumps intended for drilling, elimination of accidents in the process of drilling and operation of wells. By the nature of the impact of operating conditions on the mechanical characteristics, the components of the ejection system are grouped by the elements that are worn due to the hydraulic effect of the working environment and the body parts that perceive efforts from axial load, pressure and friction. The consumption of well jet pumps is complicated by the features of its workflow, which are the increased probability of its operation in the cavitation mode. In the process of analyzing the conditions of ex-platform of the wells of the surgery ejection systems, it is established that the annular stresses in the drilling process remain unchanged, and compression tension and tangent are observed asymmetrical hara. Unchanged stresses from the action of working fluid and axial loading and variable asymmetric stresses are characteristic of the body elements of the jet pump, which implements the process of purifying the hollow. During the elimination of the drilling column, the permanent stresses from the action of pressure and tensile at separate stages of the use of jumpers of the pump are transformed into asymmetrical extinct variable stresses. The cabinet elements of packer oil jet pumps are marked by the action of constant compression voltage, and two-pipe oil production systems are constantly stretched. Ring in the housing of the well ejection system and the density of the washing solution, the depth of the drill-wine, the flow rate of the working flow and the radius of the wall of the jet pump are associated with direct-proportional dependent. Increasing the diameter of the working nozzle and the column of lifting pipes causes a decrease in the value of the annular stress. The value of axial stresses and the radius and the thickness of the body wall are associated with a inverse pro-trial dependence.

Keywords: well jet pump; ejection system; mechanical characteristics; wear; stress; effort in elements; load cycle; cavitation.