

© А.С. Величкович
канд. техн. наук
Д.О. Паневник
ІФНТУНГ

Обґрунтування вибору геометричних розмірів свердловинного струминного насоса

УДК 622.24+621.694.2

Запропоновано методику розрахунку геометричних розмірів корпусних деталей наддолотного струминного насоса. На основі використання рівняння Барлоу, записаного для товстостінної циліндричної оболонки, встановлено взаємозв'язок між напруженням, що виникає в матеріалі корпусу наддолотного пристрою, і витратою промивальної рідини для різних конструкцій свердловинної насосно-циркуляційної системи та проточної частини струминного насоса. Проведені дослідження дали змогу визначити мінімально допустиму товщину стінки наддолотної ежекційної системи, що допомагає здійснювати її експлуатацію в безаварійному режимі.

Ключові слова: свердловинний насос, наддолотний пристрій, ежекційні технології, формула Барлоу, пластовий флюїд, гідроелеватор, промивальна рідина.

Предложена методика расчета геометрических размеров корпусных деталей наддолотного струйного насоса. На основании использования уравнения Барлоу, записанного для толстостенной цилиндрической оболочки, установлена взаимосвязь между напряжением, возникающим в материале корпуса наддолотного устройства, и расходом промывочной жидкости для различных конструкций скважинной насосно-циркуляционной системы и проточной части струйного насоса. Проведенные исследования позволили определить минимально допустимую толщину стенки наддолотной эжекционной системы, позволяющую осуществлять ее эксплуатацию в безаварийном режиме.

Ключевые слова: скважинный насос, наддолотное устройство, эжекционные технологии, формула Барлоу, пластовый флюид, гидроэлеватор, промывочная жидкость.

The methods of calculating the geometric dimensions of body parts of above-bit jet pump are proposed. Based on the use of Barlow's equation written for a thick-walled cylindrical shell a relationship was found between the stress that occurs in the material of the above-bit unit body and the flow of flush fluid for different designs of the borehole pump-circulation system and the jet pump flowing section. The study made it possible to determine the minimum allowable wall thickness for the above-bit ejection system, which facilitates its fault-free operation.

Key words: well pump, above-bit device, ejector technologies, Barlow's equation, formation fluid, hydro-elevator, washing fluid.

Висока ефективність використання ежекційних технологій зумовила широкий спектр їх застосування у процесі буріння, освоєння та експлуатації свердловин, під час реалізації методів інтенсифікації нафтогазовилучення, у системах збору та підготовки пластового флюїду. Ускладнення умов видобування пластового флюїду потребує створення нових методів розробки покладів вуглеводнів, а тому удосконалення ежекційних технологій нафтогазовилучення є актуальним завданням.

Незважаючи на значний досвід проектування, розробка конструкцій свердловинних струминних насосів обмежується обґрунтуванням вибору геометричних розмірів [1–4] та матеріалу виготовлення [5] елементів їх проточної частини.

На сьогодні не існує методики визначення необхідної товщини стінки свердловинного струминного насоса. Особливістю використання свердловинного обладнання є значна різниця тисків у каналів колони труб та затрубного простору внаслідок наявності гідростатичного тиску та гідравлічних втрат в елементах насосно-циркуляційної

системи. Ситуація ускладнюється можливістю виникнення кавітації на окремих ділянках циркуляційної системи, коли величина гідростатичного та гідродинамічного тисків знижується до нульового значення. Через складні умови експлуатації свердловинних ежекційних систем для корпусних деталей струминного насоса використовують товстостінні оболонки, внаслідок чого підвищується металоемність обладнання та обмежуються можливості його застосування.

Метою досліджень, результати яких представлені в цій роботі, є теоретичне обґрунтування методу вибору товщини стінки корпусу свердловинної ежекційної системи із зовнішнім розміщенням струминного насоса.

Приведений на рис. 1, а об'єкт досліджень реалізує комбіноване промивання привибійної зони [6] і може бути класифікований як гідроелеватор долотного виконання з паралельним включенням гідравлічно зв'язаних із наддолотною областю струминних насосів та центральним підведенням робочого потоку.

Визначення товщини стінки наддолотного струминного насоса передбачає розрахунок тисків та аналіз характеру

розподілу потоків в елементах насосно-циркуляційної системи свердловини.

Потік промивальної рідини з витратою Q_n рухається центральним каналом бурильної колони і надходить в утворену циліндричною оболонкою порожнину корпусу 1 наддолотного пристрою (рис. 1, б). У точці “в” відбувається поділ основного потоку: одна його частина з витратою Q_p спрямовується на робочу насадку 2 струминного насоса, а інша з витратою Q_d продовжує низхідний рух, проходить гідромоніторні насадки долота 3 і після очищення вибою дістається наддолотної області та гідравлічного каналу затрубного простору. Різницю тисків, що діють на циліндричну частину корпусу 1 , визначаємо на рівні горизонтальної пунктирної лінії а-а (див. рис. 1, б), проведеної через вихідний переріз робочої насадки 2 струминного насоса. У точці “к” визначаємо тиск P_k , який відповідає внутрішньому тиску в порожнині корпусу 1 струминного насоса, а в точці “з” – тиск P_z , який для циліндричної оболонки корпусу є зовнішнім. Різниця тисків $\Delta P = P_k - P_z$ створює напруження в матеріалі циліндричної оболонки і є основним чинником, який визначає товщину стінки корпусу наддолотного пристрою.

Тиск на виході з робочої насадки струминного насоса змінюється від гідростатичного (у випадку нульової продуктивності бурового насоса Q_n і робочої витрати Q_p) до величини тиску насичених парів $P_{\text{нп}}$ промивального розчину, коли свердловинна ежекційна система працює в кавітаційному режимі [7]. В цьому випадку в точці “з” (рис. 1, б) утворюється кавітаційна область, яка безпосередньо межує з зовнішньою циліндричною поверхнею корпусу наддолотного пристрою, і величина тиску в затрубному просторі набуває значення $P_z = P_{\text{нп}}$. Величина тиску насичених парів порівняно із значенням гідростатичного тиску P_r є малою: $P_{\text{нп}} = (0,0005 - 0,001) P_r$, тому під час визначення напружень у корпусі наддолотного пристрою можна прийняти $P_k = 0$ та $\Delta P = P_k$. Найбільш складні умови використання струминного насоса – під час його експлуатації в кавітаційному режимі, тому саме цей випадок необхідно врахувати у ході розробки методики розрахунку товщини стінки пристрою.

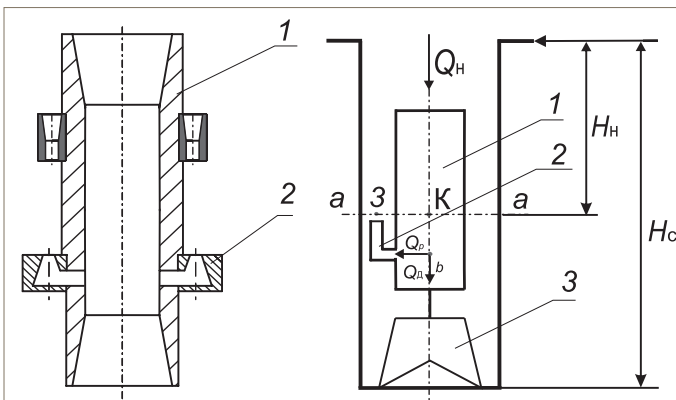


Рис. 1. Конструкція (а) та гідравлічна схема (б) ежекційної системи для буріння свердловин: 1 – корпус пристрою; 2 – робоча насадка струминного насоса; 3 – долото

Сучасні методи розрахунку напруження в циліндричній оболонці передбачають [8] використання формул Ляме та Барлоу. Зазначимо, що рекомендації щодо використання формули Барлоу широко представлені у стандартах American Society of Mechanical Engineers (ASME) [9]. Враховуючи, що розрахунки за теорією Ляме допускають на 5 % більше значення тиску, ніж формула Барлоу, саме останню будемо використовувати для визначення товщини стінки δ наддолотного гідроелеватора:

$$\delta = \frac{P_k d}{2[\sigma]}, \quad (1)$$

де d – внутрішній діаметр корпусу гідроелеватора; $[\sigma]$ – допустиме нормальне напруження.

Для елеватора у складі бурильної колони, що працює під час буріння, отримаємо аналогічний вираз для визначення товщини стінки його корпусу, якщо скористаємось безмоментною теорією оболонок [10], нехтуючи при цьому впливом осьових напружень від ваги бурильної колони та дотичних напружень від її кручення порівняно з впливом кільцевих напружень, спричинених тиском P_k . Зрозуміло, що у такому випадку потрібно прийняти адекватну до зроблених припущень величину коефіцієнта запасу міцності.

Таким чином, розрахунок на міцність корпусу наддолотного пристрою зводиться до визначення гідравлічного опору елементів насосно-циркуляційної системи свердловини та величини тиску P_k . У процесі моделювання руху промивальної рідини вважаємо, що діаметри бурильної колони та свердловини по всій її довжині не змінюються, а гідравлічні втрати в муфтових з'єднаннях є незначними.

Ураховуючи особливості визначення гідравлічних втрат в елементах насосно-циркуляційної системи [11], рівняння для визначення тиску P_k набуває вигляду:

$$P_k = \rho g H_n + \frac{8 \lambda_k \rho (H_c - H_n) Q_d^2}{\pi^2 d_b^5} + \frac{8 \rho Q_d^2}{\pi^2 \mu_d^2 N^2 d_d^4} + \frac{8 \lambda_s \rho H_n Q_d^2}{\pi^2 (D - d_s)^3 (D + d_s)^2}, \quad (2)$$

де ρ – густина промивальної рідини; g – прискорення вільного падіння; H_n і H_c – відповідно глибина розміщення струминного насоса та свердловини; λ_k , λ_s – коефіцієнти лінійного гідравлічного опору відповідно для каналу бурильної колони і затрубного простору; μ_d – коефіцієнт витрати насадок долота; N – кількість насадок долота; d_d – діаметр насадок долота; D – діаметр свердловини (долота); d_b , d_s – відповідно внутрішній та зовнішній діаметри бурильної колони.

Перша складова рівняння (2) визначає величину гідравлічного тиску на рівні розміщення струминного насоса H_n . Друга складова, що визначає лінійні гідравлічні втрати в бурильній колоні на ділянці від рівня розміщення струминного насоса до долота, розраховується за формулою Дарсі-Вейсбаха [12] після заміни швидкості руху потоку V_k на витрату Q_d . Третя складова рівняння (2) визначає гідравлічні втрати в місцевих опорах, утворених промивальною системою долота. Остання складова рівняння (2) визначає гідравлічні втрати в затрубному просторі вище рівня розміщення струминного насоса.

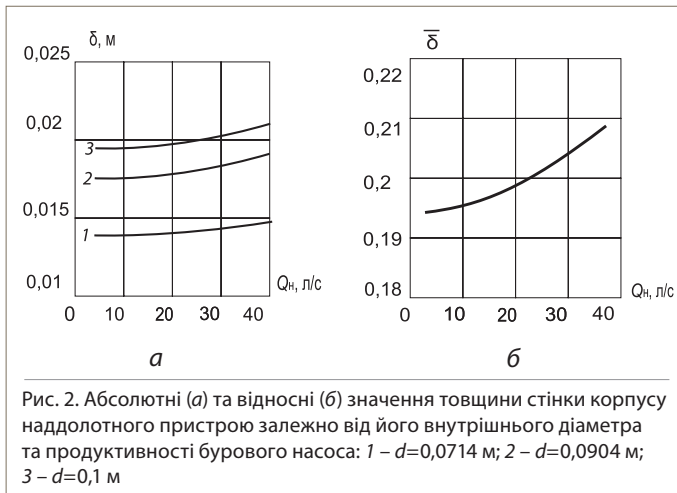


Рис. 2. Абсолютні (а) та відносні (б) значення товщини стінки корпусу наддолотного пристрою залежно від його внутрішнього діаметра та продуктивності бурового насоса: 1 – $d=0,0714$ м; 2 – $d=0,0904$ м; 3 – $d=0,1$ м

Визначення коефіцієнтів лінійного гідравлічного опору λ_k та λ_3 передбачає стандартну процедуру послідовного розрахунку швидкості руху промивальної рідини, фактичних і перехідних чисел Рейнольдса. Після встановлення режиму руху рідини і визначення зони гідравлічного тертя коефіцієнти лінійного гідравлічного опору λ_3 , λ_k обчислюють за формулами Стокса, Блазіуса та Альтшуля [12].

Розв'язання рівняння (2) потребує попереднього розрахунку витрат потоків промивальної рідини в циркуляційній системі свердловини. Насосно-циркуляційна система привибійної зони утворює замкнений контур у вигляді системи двох паралельних гідравлічних каналів. Перший гідравлічний канал складається з робочої насадки струминного насоса, а другий – з ділянки бурильної колони між струминним насосом і долотом, промивальної системи долота і ділянки затрубного простору нижче рівня розміщення робочої насадки. З теорії розрахунку складних трубопроводів відомо, що з'єднання двох паралельних гідравлічних каналів закінчується вузлами: вхідним (точка "в") і вихідним (точка "з"). Між вузловими точками знаходиться два простих трубопроводу з відповідними коефіцієнтами місцевих та лінійних опорів. До розгалуження (вузол "в") через центральний гідравлічний канал рухається промивальна рідина з витратою Q_n і напором H_v , а з вузла "з" витікає та ж кількість рідини, але з меншим напором H_z . Отже, втрати напору в кожному з цих гідравлічних каналів будуть однакові і визначатимуться як різниця напорів (або тисків) у вузлових точках. Вирівнювання втрат напору в гідравлічних каналах привибійної зони відбувається внаслідок відповідного перерозподілу витрат Q_p та Q_d в окремих ланках замкненого контура.

Враховуючи формулу Дарсі-Вейсбаха для визначення лінійних та місцевих гідравлічних втрат запишемо рівняння рівності тисків у паралельних ланках замкненого контура:

$$\frac{8 \rho Q_p^2}{\pi^2 \mu_p^2 n^2 d_p^4} = \frac{8 \lambda_k \rho (H_c - H_n) Q_d^2}{\pi^2 d_b^5} + \frac{8 \rho Q_d^2}{\pi^2 \mu_d^2 N^2 d_d^4} + \frac{8 \lambda_3 \rho (H_c - H_n) Q_d^2}{\pi^2 (D - d_3)^3 (D + d_3)^2}, \quad (3)$$

де μ_p – коефіцієнт витрати робочої насадки струминного на-

соса; n – кількість струминних насосів в ежекційній системі; d_p – діаметр робочої насадки струминного насоса.

Складові рівняння (3) визначають відповідно гідравлічні втрати в робочих насадках струминних насосів, бурильній колоні, промивальній системі долота та затрубному просторі.

Після підстановки останній вираз може бути приведений до квадратного рівняння

$$A Q_d^2 + B Q_d + C = 0, \quad (4)$$

коефіцієнти якого визначають за формулами:

$$A = \frac{1}{\mu_p^2 n^2 d_p^4} - \frac{\lambda_k (H_c - H_n)}{d_b^5} - \frac{1}{\mu_d^2 N^2 d_d^4} - \frac{\lambda_3 (H_c - H_n)}{(D - d_3)^3 (D + d_3)^2}, \quad (5)$$

$$B = -\frac{2 Q_n}{\mu_p^2 n^2 d_p^4}, \quad (6)$$

$$C = \frac{Q_n^2}{\mu_p^2 n^2 d_p^4}. \quad (7)$$

У разі використання наддолотного пристрою ($H_c = H_n$) рівняння (4) значно спрощується.

Розподіл витрат в ежекційній системі визначається співвідношеннями значень складових рівнянь (4)–(7). Зокрема, якщо кількість струминних насосів у наддолотній ежекційній системі становить $n = 4$ [6], а кількість гідромоніторних насадок долота $N = 3$, то у разі виконання умов $H_c = H_n$; $\mu_p = \mu_d$; $d_p = d_d$ співвідношення витрат потоків у привибійній зоні свердловини набувають значення $Q_d = 0,43 Q_n$; $Q_p = 0,57 Q_n$.

Зважаючи на рівність втрат тиску в паралельних ланках замкненого контура, другий і третій доданок у рівнянні (2) може бути замінено на складову, що визначає гідравлічні втрати в робочій насадці струминного насоса. Однак спрощення розрахункового рівняння зменшує його інформативність стосовно конструкції промивальної системи долота, оскільки в цьому випадку не містить складової, що визначає її гідравлічний опір.

Використовуючи рівняння (1), (2), (4)–(7), визначимо товщину стінки наддолотного гідроелеватора для таких умов експлуатації: $\rho = 1000$ кг/м³; $H_c = 4000$ м; $\mu_d = 0,95$; $d_d = 0,01$ м; $D = 0,216$ м; $d_3 = 0,127$ м; $[\sigma] = 100$ МПа (рис. 2). Значення внутрішнього діаметра корпусу пристрою прийняті (рис. 2, а) з урахуванням геометричних розмірів об'єктивних бурильних труб, які, як правило, використовують на базах виробничого обслуговування УБР для виготовлення допоміжного бурового обладнання. Аналіз отриманих залежностей свідчить про те, що для розглянутих умов експлуатації переважаючий вплив на величину напружень, що виникають у корпусних деталях гідроелеваторів під дією внутрішнього тиску, має значення гідростатичного тиску. Необхідно також зазначити, що відносна товщина стінки корпусу $\bar{\delta} = \frac{\delta}{d}$ не залежить від його внутрішнього діаметра (рис. 2, б). Для будь-яких величин внутрішнього діаметра

корпусу пристрою значення його відносної товщини описується єдиною графічною залежністю. Зважаючи на отримані результати, корпусні деталі наддолотного гідроелеватора, враховуючи загальноприйнятну класифікацію, можна віднести до товстостінних оболонок.

Висновок

Розроблена методика розрахунку напружень, що виникають у циліндричній оболонці наддолотного гідроелеватора внаслідок дії внутрішнього тиску, дає можливість визначити допустиме за даних умов експлуатації співвідношення товщини стінки та внутрішнього діаметра корпусу пристрою. Результати проведених досліджень можна використовувати на стадії проектування та експлуатації ежекційних систем, вони допомагають підвищити ефективність будівництва свердловин у складних гірничогеологічних умовах. Завданням подальших досліджень є дослідна перевірка запропонованої методики визначення товщини стінки наддолотного гідроелеватора із зовнішнім розміщенням струминного насоса.

Список літератури

1. **Кабдешева Ж.Е.** Подбор рациональной геометрии проточной части высоконапорного струйного аппарата при откачке однородной жидкости / Ж.Е. Кабдешева // Нефтепромысловое дело. – 2003. – № 1. – С. 30–34.
2. **Демьянова Л.А.** Влияние расстояния от рабочего сопла до камеры смешения на характеристики струйного аппарата при откачке газожидкостных смесей / Л.А. Демьянова // Нефтяное хозяйство. – 1998. – № 9. – С. 84–85.
3. **Путилов М.И.** Расчет оптимального расстояния сопла от камеры смешения в струйных аппаратах / М.И. Путилов // Теплоэнергетика. – 1967. – № 7. – С. 70–74.
4. **Цепляев Ю.А.** О рациональной форме проточных каналов струйного насоса / Ю.А. Цепляев // Труды Гипротюменьнефтегаза. – 1972. – Вып. 34. – С. 114–119.
5. **Марьенко В.П.** Струйный насос для эксплуатации нефтяных

скважин / В.П. Марьенко, Б.М. Рылов // Машины и нефтяное оборудование. – М.: ВНИИОЭНГ, 1963. – № 4. – С. 1–2.

6. **Мавлютов М.Р.** Эффективность регулирования дифференциального давления эжектированием / М.Р. Мавлютов, Ю.П. Скворцов, В.П. Логунов, С.В. Радионова, С.А. Сергеев // Нефт. хоз-во. – 1998. – № 5. – С. 39–40.
7. **Навроцкий Б.И.** Механика рідин / Б.И. Навроцкий, Є.І. Сухін. – К.: Дія, 2003. – 416 с.
8. **Гайдуков В.П.** Технические расчеты при эксплуатации нефтяных скважин / В.П. Гайдуков. – М.: Госуд. научно-техн. издательство нефтяной и горно-топливной литературы, 1961. – 273 с.
9. **Code Cases of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code.** ASME. – Retrieved, 7 November. – 2011. – 29 p.
10. **Gere J.M.** Mechanics of materials / J. Gere, B. Goodno. – Stamford: Cengage Learning, 2012. – 620 p.
11. **Шищенко Р.И.** Гидравлика промывочных жидкостей / Р.И. Шищенко, Б.И. Есьман, П.И. Кондратенко. – М.: Недра, 1976. – 294 с.
12. **Гиргидов А.Д.** Техническая механика жидкости и газа / А.Д. Гиргидов. – С.-Пб: СПбГТУ, 1999. – 395 с.

Автори статті



Величкович Андрій Семенович

Канд. техн. наук, доцент кафедри будівельної механіки Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. Наукові інтереси: розробка і розрахунок оболоноквих пружних елементів.

Паневник Денис Олександрович

Студент Інституту інженерної механіки Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу, спеціальність нафтогазова справа. Наукові інтереси: моделювання гідравлічних зв'язків елементів насосно-циркуляційних систем нафтогазопромислового комплексу.



НОВИНИ

Відгалуження від Південного потоку

Російський концерн «Газпром» і болгарська компанія «Plinacro» провели переговори щодо будівництва 100 км відгалуження від майбутнього газопроводу «Південний потік» з метою подачі газу до Хорватії. Ця ділянка газопроводу матиме річну продуктивність 2,7 млрд м³, її вартість оцінюється в 79,9 млн дол. США. Планується, що газопровід стане до ладу в грудні 2016 р.

Заступник голови правління Газпрому О. Медведев і Президент Сербської Республіки М. Додік підписали дорожню карту реалізації енергетичних проектів у Сербії в рамках проекту «Південний потік». Дорожня карта передбачає необхідність підписання міжурядової угоди про співпрацю між Росією та Боснією і Герцеговиною, коли буде реалізовано проекти спорудження згаданого вище відгалуження газопроводу та електростанцій, які використовують газ як паливо.

Pipeline & Gas Journal/August 2013, p. 16