

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ ТИСКУ В ПОТОЦІ ПРОМИВНОЇ РІДИНИ В ГІДРАВЛІЧНІЙ СИСТЕМІ КОЛОНКОВОГО СНАРЯДУ

А. Кожевников^{1*}, А. Дреус², Б. Лю³

¹Кафедра техніки розвідки родовищ корисних копалин, Національний гірничий університет, Дніпро, Україна

²Кафедра аерогідромеханіки та енергомасопереносу, Дніпровський національний університет ім. О. Гончара, Дніпро, Україна

³Коледж будівельної інженерії, Цзілінський університет, Чанчунь, Китай

*Відповідальний автор: e-mail aak2@ua.fm, тел. +380562466346

THE PROCEDURE FOR DETERMINING PRESSURE LOSSES IN WASHING FLUID FLOW IN HYDRAULIC SYSTEM OF THE CORE BARREL

A. Kozhevnykov^{1*}, A. Dreus², B. Liu³

¹Techniques Prospect of Deposits Department, National Mining University, Dnipro, Ukraine

²Fluid Mechanics and Energy & Mass Transfer Department, Oles Honchar Dnipro National University, Dnipro, Ukraine

³College of Construction Engineering, Jilin University, Changchun, China

*Corresponding author: e-mail aak2@ua.fm, tel. +380562466346

ABSTRACT

Purpose. Development of calculation procedure and analysis of pressure losses in the flow of washing fluid circulating through a hydraulic system of the core barrel.

Methods. Theoretical analysis based on the methods of hydraulic calculation.

Findings. An approach to computation of hydraulics processes is proposed herein. Design ratios have been developed in order to determine the pressure losses in the inner area of the core barrel and in the annular space, taking into account changes of the hydraulic system geometry by height of the barrel. The regularities of pressure loss change in the flow depending on the depth of the discharge ports are obtained. The influence of the core bit's wear on pressure loss was studied. The efficiency of the hydraulic systems of core bits 01A3-76 and BC33-76 was analysed.

Originality. It is proved that the existing recommendations for determining the pressure losses in the hydraulic system of the core barrel give conservative values of this parameter. The proposed method of determining the pressure losses, as distinct from the known, is sensitive to the design features of the barrel and core bits. For the first time, the developed procedure takes into account pressure changes in the hydraulic system during the run due to the core bit wear. It is shown that the loss of pressure during the run can be used as an indicator of the core bits' wear.

Practical implications. The proposed method allows to determine more precisely the necessary pump rate in developing borehole drilling technology. The suggested calculation procedure can be used to design the flushing system of new core bit concepts as well.

Keywords: core drilling, pressure losses, core bits, hydraulic calculation, wear

1. ВСТУП

Енергоспоживання насосного обладнання при бурінні свердловин безпосередньо залежить від втрат тиску в потоці промивальної рідини, які обумовлені гідравлічними опорами. Тому для створення енергоефективних технологій буріння розробники мають приділяти окрему увагу питанням оптимізації промивальної системи бурових снарядів (Gorshkov & Osetskii, 2012).

Для вивчення гідродинамічних процесів у теперішній час активно використовуються методи обчислювальної гідродинаміки. Наприклад в роботі (Erge, Vajargah, Ozbayoglu, & Van Oort, 2015) виконане чисель-

не моделювання й аналіз втрат тиску в потоці бурового розчину вздовж стовбура свердловини. Математична модель і результати дослідження полів швидкостей та тиску на вибою свердловини при бурінні алмазною буровою коронкою представлені в роботі (Dreus & Lysenko, 2016). Такий підхід є ефективним при проектуванні нових та оптимізації існуючих інструментів і технологій буріння. Проте для інженерних розрахунків найчастіше використовують методи гідравлічного розрахунку (Babayan & Chernenko, 2016).

Якщо втрати тиску у кільцевому затрубному просторі "бурильна колона – свердловина" з достатньою

точністю визначаються аналітично (Hossain & Al-Majed, 2015), то для оцінки їх величини у колонкових трубах і бурових коронках до цього часу не існує загальноприйнятої і достатньо надійної методики розрахунку.

Складність аналітичного визначення втрат тиску в колонковому снаряді визначається насамперед тим, що промивна система колонкового снаряду представляє собою сполучення каналів різних розмірів і конфігурацій, у яких потік промивної рідини розділяється й об'єднується, стискається і розширюється, змінює свою швидкість та напрямок руху.

Так, наприклад, для визначення сумарних втрат тиску в циркуляційній системі свердловини пропонується без якого-небудь обґрунтування приймати загальні втрати тиску в колонковому снаряді в межах $(0.5 - 1.5) \cdot 10^5$ Па (Kudryashov & Yakovlev, 1987). Проте, в результаті експериментальних досліджень (Illarionova, 1975) було встановлено, що втрати тиску тільки в алмазній коронці діаметром 76 мм досягають $(1.5 - 6.0) \cdot 10^5$ Па і більше при подачі води $0.5 - 1.0$ л/с відповідно.

Аналіз результатів алмазного буріння в гірських породах показує, що найбільш часто алмазні коронки знімають з роботи внаслідок зносу матриці по внутрішньому діаметру. У процесі буріння відбувається знос алмазної коронки по торцю, зовнішній і внутрішній поверхнях матриці (Flegner et al., 2016). При цьому зменшуються діаметр свердловини, глибина торцевого та бокових промивних каналів, збільшується діаметр керна. В результаті при циркуляції промивної рідини у промивних каналах колонкового снаряду й коронки збільшуються втрати тиску. Проте ці зміни взагалі не враховуються при розрахунках технологічного процесу. У даній роботі запропоновано методику гідравлічного розрахунку, яка враховує вищезазначені ефекти, та представлено результати дослідження втрат тиску у потоці промивальної рідини при бурінні алмазними коронками.

2. ОСНОВНА ЧАСТИНА

Розглянемо рух промивної рідини у промивній системі одинарного колонкового снаряду з розширювачем та кернорвателем, колонкова труба якого частково заповнена керном (Рис. 1). З прохідного каналу перевідника промивна рідина поступає у внутрішню порожнину колонкової труби, при цьому відбувається збільшення площі поперечного перерізу потоку від:

$$F_1 = 0.785 d_1^2 \text{ до } F_2 = 0.785 d_2^2, \quad (1)$$

де:

d_1 – діаметр прохідного каналу провідника;

d_2 – внутрішній діаметр колонкової труби (швидкість потоку відповідно знижується).

При підході до керну потік рідини звужується й переходить у кільцевий простір між керном і колонковою трубою, площа поперечного перерізу якого складає:

$$F_3 = 0.785 (d_2^2 - d_3^2), \quad (2)$$

де:

d_3 – діаметр керна (довжина цього каналу дорівнює довжині керну).

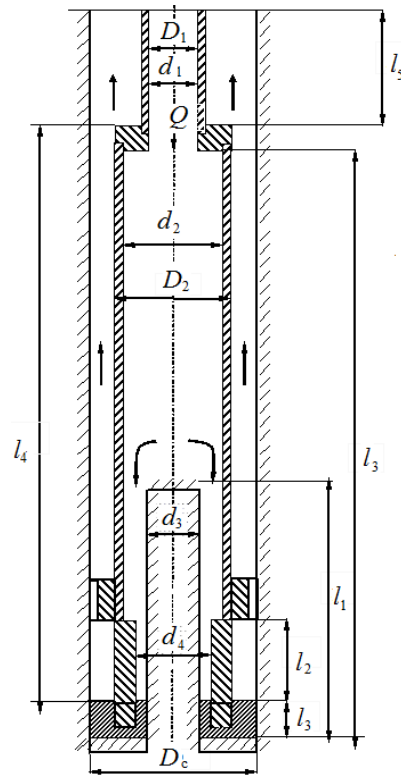


Рисунок 1. Схема гідравлічної системи одинарного колонкового снаряду

Далі рідина проходить через корпус кернорвателя, кернорвателі і корпус коронки. Корпус кернорвателя водночас є і розширювачем. Оскільки внутрішні діаметри корпуса кернорвателя та корпуса коронки практично рівні, то їх довжини можна скласти і прийняти рівними l_2 . Площа поперечного перерізу потоку рідини в інтервалі l_2 дорівнює:

$$F_3 = 0.785 (d_4^2 - d_3^2), \quad (3)$$

де:

d_4 – внутрішній діаметр корпуса кернорвателя (корпуса коронки).

Кернорвателі представляє собою розрізну кільцеву пружину висотою h , на внутрішній поверхні якої є n однакових паралельних каналів прямокутного перерізу, шириною a , глибиною b , через які проходить промивна рідина.

З корпусу коронки потік промивної рідини поступає в зону матриці, де розділяється на дві частини: одна його частина направляється до вибою через промивну систему алмазної коронки, друга – по вузькому кільцевому зазору між керном і матрицею, величина якого залежить від ступеню обробки керну і коливається у межах $0.08 - 0.3$ мм (Illarionova, 1975).

Внаслідок малих розмірів цього кільцевого каналу їм можна знехтувати. Для оцінки вірогідності такого припущення, можливо, знадобляться додаткові експериментальні дослідження. Промивна система коронки представляє собою паралельні, рівномірно розподілені П-подібні канали (Рис. 2), кожний з яких складається з бокових – зовнішнього і внутрішнього торцевих каналів.

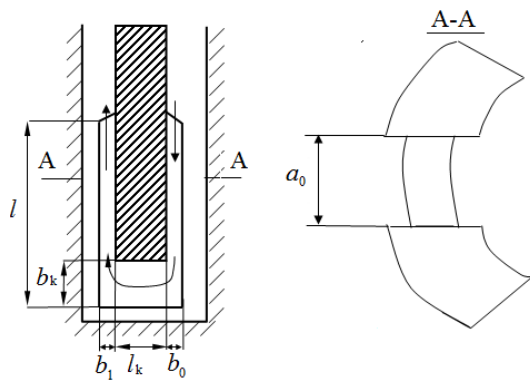


Рисунок 2. Схема руху промивної рідини у промивних каналах алмазної коронки

У більшості серійних алмазних коронок ширина усіх каналів і глибина бокових, як правило, однакова, а глибина торцевого каналу більше бокових. Форма поперечного перерізу каналів може бути прямокутною, напівкруглою, квадратною.

Загальна площа поперечного перерізу бокових внутрішнього F_6 і зовнішнього F_8 каналів буде однаковою:

$$F_6 = F_8 = n_0 a_0 b_0, \quad (4)$$

де:

n_0 – кількість каналів;

a_0 – ширина каналів;

b_0 – глибина внутрішніх боків.

Висота бокових каналів дорівнює матриці коронки l .

Загальна площа поперечного перерізу торцевих каналів:

$$F_7 = n_0 a_k b_k, \quad (5)$$

де:

a_k – ширина торцевого каналу ($a_k = a_0$);

b_k – глибина торцевого каналу (завжди $b_k > b_0$).

У місцях сполучення бокових каналів з торцевим потік рідини міняє двічі напрямок на 90° . У результаті конфігурація потоку набуває форму П-подібного коліна.

Довжина торцевого каналу l_k складає:

$$l_k = \frac{D - d_3}{2} - 2b_0, \quad (6)$$

де:

D – зовнішній діаметр матриці коронки;

d_3 – внутрішній діаметр матриці коронки.

При виході рідини із зовнішніх бокових каналів вона попадає у кільцевий простір між корпусом коронки, корпусом кернорвателя, колонковою трубою з однієї сторони та стінкою свердловини – з іншої.

Оскільки зовнішні діаметри корпуса коронки кернорвателя (розширювача), колонкової труби і перевідника з бурильної колони на колонкову трубу однакові, то їх можна об'єднати загальною довжиною l_4 . Площа поперечного перерізу кільцевого простору “свердловина – колонковий снаряд” дорівнює:

$$F_9 = 0.785(D_c^2 - D_2^2), \quad (7)$$

де:

D_2 – зовнішній діаметр колонкової труби;

D_c – діаметр свердловини.

У середній частині корпуса кернорвателя по його зовнішньому діаметру розміщені штабики з алмазами, які призначені для підтримки (розширення) діаметра свердловини. Потік промивної рідини проходить тут у каналах між штабиками. Їх загальна площа поперечного перерізу складає:

$$F_{10} = n_p a_p b_p, \quad (8)$$

де:

n_p – кількість каналів між штабиками розширювача;

a_p – ширина каналу;

b_p – глибина каналу.

Довжина каналів l_p дорівнює висоті штабиків.

Площа поперечного перерізу кільцевого каналу “свердловина – бурильна колона”:

$$F_{11} = 0.785(D_c^2 - D_1^2), \quad (9)$$

де:

D_1 – зовнішній діаметр бурильної колони.

Довжина ділянки дорівнює довжині бурильної колони l_5 .

Швидкість руху на кожній ділянці визначається за співвідношенням:

$$w_i = \frac{Q}{F_i}, \quad i = 1, 2, \dots, 11, \quad (10)$$

де:

Q – витрати промивної рідини.

Таким чином, при русі промивної рідини у колонковому снаряді та затрубному просторі прямолінійні ділянки потоку рідини чергуються з місцевими опорами, а сумарні тиски складаються із втрат по довжині й місцевих втрат. Тоді втрати тиску у середині колонкового снаряду Δp_1 визначаються:

$$\Delta p_1 = \Delta p_m + \Delta p_k + \Delta p_{kp} + \Delta p_p + \Delta p_{cm} + \Delta p_n + \Delta p_{\delta\delta}, \quad (11)$$

де:

Δp_m – втрати тиску по довжині у верхній частині колонкової труби, не заповненої керном;

Δp_k – втрати тиску у кільцевому каналі “колонкова труба – керн”;

Δp_{kp} – втрати тиску в кільцевому каналі “корпус кернорвателя – керн”;

Δp_p – місцеві втрати тиску на розширення потоку при виході рідини з перевідника у колонкову трубу;

Δp_{cm} – місцеві втрати тиску на стискання при вході рідини у кільцевий канал “колонкова труба – керн”;

Δp_n – місцеві втрати тиску при русі рідини через промивні канали кернорвальної пружини;

$\Delta p_{\delta\delta}$ – місцеві втрати тиску при русі рідини через промивні бокові внутрішні канали алмазної коронки.

Втрати тиску по довжині можна визначити за наступними формулами:

$$\Delta p_m = \zeta_2 \frac{l_3 - l_1}{d_2} \cdot \frac{\rho_{np} w_2^2}{2}; \quad (12)$$

$$\Delta p_k = \zeta_3 \frac{l_1 - (l_2 + l)}{d_2 - d_k} \cdot \frac{\rho_{np} w_3^2}{2}; \quad (13)$$

$$\Delta p_{kp} = \zeta_4 \frac{l_2}{d_4 - d_k} \cdot \frac{\rho_{np} w_4^2}{2}, \quad (14)$$

де:

$\zeta_2, \zeta_3, \zeta_4$ – коефіцієнти гідравлічних опорів у відповідних каналах;

ρ_{np} – густина промивної рідини.

Втрати тиску на місцевих гідравлічних опорах, обумовлених раптовими розширеннями та стисненням потоку при зміні геометрії каналів звуженнями, визначаються за формулою (Idel'chik, 1992):

$$\Delta p_i = \zeta_i \frac{\rho_{np} w_i^2}{2}, \quad (15)$$

де:

ζ_i – коефіцієнти місцевих гідравлічних опорів.

Коефіцієнти ζ_i можуть бути визначені відповідно до рекомендацій, приведених у роботі (Idel'chik, 1992).

Втрати тиску у затрубному просторі “свердловина – колонковий снаряд” Δp_2 також складаються з суми втрат по довжині затрубного простору і місцевих втрат:

$$\Delta p_2 = \Delta p_{ск} + \Delta p_{нв} + \Delta p_{бн} + \Delta p_{np}, \quad (16)$$

де:

$\Delta p_{ск}$ – втрати тиску по довжині у затрубному просторі “свердловина – колонковий снаряд”;

$\Delta p_{нв}$ – місцеві втрати тиску при повороті потоку на 180° у торцевих каналах коронки;

$\Delta p_{бн}$ – місцеві втрати тиску при русі рідини через бокові зовнішні промивні канали коронки;

Δp_{np} – місцеві втрати тиску при русі рідини через промивні канали розширювача.

Втрати тиску у затрубному просторі “свердловина – колонковий снаряд”:

$$\Delta p_{ск} = \zeta_{ск} \frac{l_4}{D_c - D_2} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_9^2}{2}, \quad (17)$$

де:

$\zeta_{ск}$ – коефіцієнт гідравлічних опорів при русі потоку в затрубному просторі “свердловина – колонковий снаряд”;

ρ_1 – густина потоку промивної рідини після збагачення шламом.

Густина ρ_1 визначається за формулою:

$$\rho_1 = \rho_{np} + \Delta \rho, \quad (18)$$

де:

$\Delta \rho$ – приріст густини за рахунок збагачення її шламом.

Величину $\Delta \rho$ можна визначити за наступною формулою:

$$\Delta \rho = V_m \cdot \frac{D_c^2 - d_3^2}{D_c^2 - d_1^2} \cdot \frac{\rho_n - \rho_{np}}{w_{11} - w_0}, \quad (19)$$

де:

V_m – механічна швидкість буріння;

ρ_n – густина гірської породи;

w_0 – швидкість осідання частинок шламу.

Втрати тиску при повороті на 180° в торцевих каналах коронки можна розрахувати приблизно по аналогії із розрахунком гідравлічних опорів у П-подібному коліні. Гідравлічні опори в каналах при повороті потоку обумовлені відцентровими силами, відривом його від стінок каналу, виникненням вихрових зон, які зменшують переріз основного потоку:

$$\Delta p_{нв} = \zeta_{нв} \frac{\rho_1 \cdot w_6^2}{2}, \quad (20)$$

де:

$\zeta_{нв}$ – гідравлічний опір повороту потоку.

Коефіцієнт гідравлічних опорів при русі рідини в зовнішніх бокових каналах коронки $\Delta p_{бн}$ і промивних каналах розширювача Δp_n можна обчислити за раніше наведеною формулою для $\Delta p_{ск}$ із відповідними значеннями ζ для внутрішніх бокових каналів коронки і промивних каналів у кернорвательній пружині.

Втрати тиску Δp_3 у затрубному просторі “свердловина – бурильна колона” представлені як втрати за довжиною, які можна визначити із залежності:

$$\Delta p_3 = \zeta \frac{l_5}{D_c - D_1} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_{11}^2}{2}, \quad (21)$$

де:

ζ – коефіцієнт гідравлічний опору тертя в каналі.

Врахуємо вплив зносу коронки протягом рейсу на втрати тиску в промивальній рідині. Якщо прийняти, що кільцеві зазори δ між стінкою свердловини і зовнішньою поверхнею матриці, з одного боку, керном і внутрішньою поверхнею матриці, з другого, однакові, то поточне значення діаметра свердловини D_c і діаметра керна d_k можна визначити із виразів:

$$D_c = D + 2\delta - l_p i_3; \quad (22)$$

$$d_k = d_3 - 2\delta + l_p i_6, \quad (23)$$

де:

l_p – поточне значення проходки упродовж рейсу, м;

i_3 – відносний знос по зовнішньому діаметру, мм/м;

i_6 – відносний знос по внутрішньому діаметру, мм/м.

Відповідно плинне значення глибини промивних каналів у процесі зносу матриці складе:

$$b_{0i} = b_0 + \delta - \frac{l_p i_6}{2}; \quad (24)$$

$$b_{1i} = b_1 + \delta - \frac{l_p i_n}{2}; \quad (25)$$

$$b_{ki} = b_k - l_p i_m, \quad (26)$$

де:

i_m – відносний знос коронки по торцю, мм/м.

У результаті зносу матриці коронки по внутрішньому та зовнішньому діаметрах свердловина і керн набувають конусоподібної форми з перемінним діаметром за довжиною проходки l_p . Тоді за довжиною проходки середній діаметр свердловини D_c^{cp} становитиме:

$$D_c^{cp} = D + 2\delta - \frac{l_p i_n}{2}; \quad (27)$$

а середній діаметр керна:

$$d_k^{cp} = d_3 - 2\delta + \frac{l_p i_e}{2}. \quad (28)$$

При установці розширювача над коронкою свердловина зберігає свій діаметр і в даному випадку маємо:

$$D_c = D_p, \quad (29)$$

де:

D_p – діаметр розширювача.

Оскільки втратами тиску Δp_m , Δp_p , Δp_{cm} , Δp_n можна знехтувати як малими порівняно з іншими втратами, формули (11) і (16) можна привести до вигляду:

$$\Delta p_1 = \Delta p_k + \Delta p_{kp} + \Delta p_{\delta\delta}; \quad (30)$$

$$\Delta p_2 = \Delta p_{ck} + \Delta p_{nv} + \Delta p_{\delta n}. \quad (31)$$

На Рисунку 3 представлено результати дослідження впливу геометричних характеристик промивної системи (глибини каналів) стандартної алмазної бурової коронки 01А3-76 із 6 каналами на складові втрати тиску, що входять до формул (30) та (31).

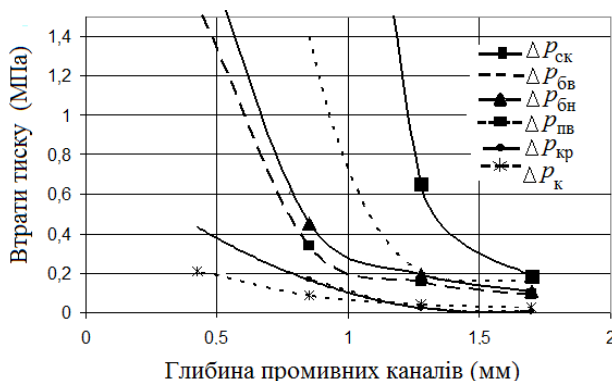


Рисунок 3. Втрати тиску в елементах колонкового снаряду для коронки 01А3-76 при витратах промивної рідини 1 л/хв

Як бачимо із даних, що представлені на Рисунку 3, найбільш відчутний (у кілька разів) вплив глибини каналів на втрати тиску в затрубному просторі “свердловина – колонковий снаряд”, промивних бокових внутрішніх каналах та при розвороті потоку.

Падіння тиску у потоці промивальної рідини також має місце у кільцевому каналі колонкова “труба – керн” та у кільцевому каналі “корпус кернорвалителя – керн”. Зазначимо, що втрати тиску у внутрішніх бокових промивних каналах перевищують втрати тиску в зовнішніх бокових і торцевих каналах.

На Рисунках 4 та 5 представлені зміни втрат тиску протягом рейсу для наступних параметрів інтенсивності зносу коронки:

- по зовнішньому діаметру $i_3 = 0.04$ мм/м;
- по внутрішньому діаметру $i_6 = 0.06$ мм/м.

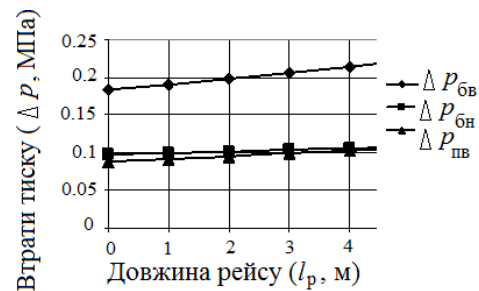


Рисунок 4. Зміни складових втрат тиску Δp_1 протягом рейсу коронки 01А3-76

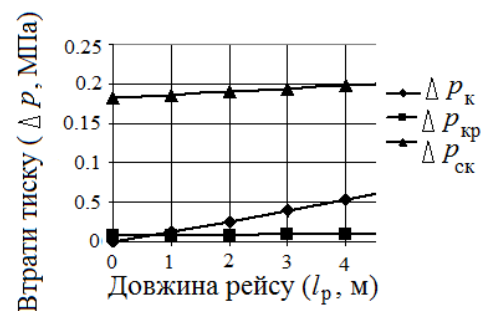


Рисунок 5. Зміни складових втрат тиску Δp_2 протягом рейсу коронки 01А3-76

Як видно з Рисунків 4 та 5, протягом рейсу за рахунок зносу коронки збільшуються втрати тиску. Втрати тиску в кільцевому зазорі “свердловина – колонкова труба” перевищують втрати тиску в кільцевому зазорі “колонкова труба – керн”. На практиці величину приросту втрат тиску буріння можна легко визначити по манометру на насосі.

Зробимо порівняльний аналіз втрат тиску для одностарової коронки 01А3-76 та імпрегнірованої коронки БС33-76. Геометричні характеристики промивальних систем даних коронок наведено в Таблиці 1.

Таблиця 1. Геометричні параметри промивальних систем бурових коронок

Параметр	Коронка	
	01А3-76	БС33-76
Діаметр коронок, мм:		
по матриці D/d_3	76/59	76/59
по корпусу D_2/d_4	73/62	73/62
Кількість каналів n_0 , шт	6	24
Ширина каналів a_0 , мм	6	2.8
Глибина бокових каналів коронки $b_0 = b_1$, мм	1.5 (2.0)	1.5 (2.0)
Глибина торцевих каналів коронки b_k , мм	4	4
Довжина бокових каналів коронки l , мм	10	10
Довжина торцевих каналів коронки l_k , мм	5	5

Результати розрахунку складових втрат тиску в коронках наведено на Рисунку 6. Отримані результати свідчать, що втрати тиску в коронці БС33-76, яка має розвинену промивальну систему, значно менші, ніж втрати тиску в одношаровій коронці 01А3-76.

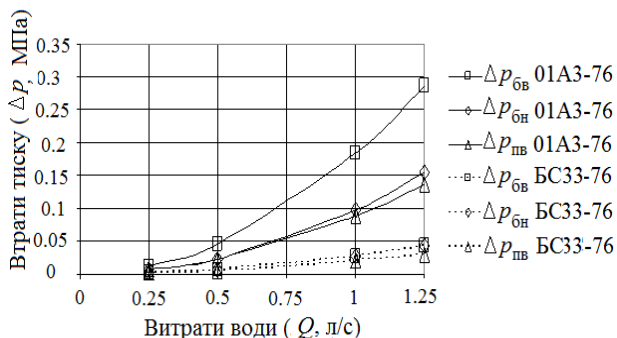


Рисунок 6. Порівняння втрат тиску в потоці рідини для коронки 01А3-76 та БС33-76

3. ВИСНОВКИ

Аналіз результатів розрахунків дозволяє зробити наступні висновки.

Сумарні втрати тиску в промивних каналах алмазної коронки 01А3-76 складають $(0.9 - 5.8) \cdot 10^5$ Па, а у колонковому снаряді в цілому – $(1.6 - 9.2) \cdot 10^5$ Па при витратах промивної рідини 0.25 – 1.25 л/с, що у 3 – 5 разів перевищує існуючі рекомендації для визначення сумарних втрат тиску в циркуляційній системі свердловини.

Відносні втрати тиску на 1 м проходки, обумовлені зносом коронки, у 3 рази перевищують відносні втрати тиску, обумовлені заповненням труби керном. Тому зміни прирощення тиску на насосі можуть бути важливим інформативним показником інтенсивності зносу коронки.

В алмазних коронках із розвинутою промивною системою (наприклад БС-33) втрати тиску у 4 – 5 разів менші, ніж у коронках типу 01А3.

Геометричні характеристики всіх проточних каналів гідравлічної системи колонкового снаряду істотно впливають на втрати тиску в промивальній рідині на вибої свердловини.

Запропонована методика окремого розрахунку втрат тиску у кожному з елементів промивної системи алмазної коронки і колонкового снаряду дозволяє:

- визначити сили гідравлічного підпору;
- оцінити промивні системи як алмазної коронки окремо, так і колонкового снаряду в цілому, а також намітити шляхи їх вдосконалення.

ВДЯЧНІСТЬ

Статтю виконано за результатами науково-дослідницької роботи “Оптимізація параметрів алмазного буріння з імпульсною промивною та розробка раціональних компоновок бурильних колон”, що виконувалась у Національному гірничому університеті за договором з Північним державним геологічним підприємством “Північгеологія”. Автори вдячні всім співробітникам кафедри техніки розвідки родовищ корисних копалин Національного гірничого університету, що брали участь у дослідженнях.

REFERENCES

- Babayan, E., & Chernenko, A. (2016). *Inzhenernye raschety pri burenii*. Moskva: Litres.
- Dreus, A.Yu., & Lysenko, K.Ye. (2016). Computer Simulation of Fluid Mechanics and Heat Transfer Processes at the Working Face of Borehole Rock. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universitetu*, (5), 29-35.
- Erge, O., Vajargah, A.K., Ozbayoglu, M.E., & Van Oort, E. (2015). Frictional Pressure Loss of Drilling Fluids in a Fully Eccentric Annulus. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, (26), 1119-1129. <https://doi.org/10.1016/j.jngse.2015.07.030>
- Flegner, P., Kačur, J., Durdán, M., Laciak, M., Stehliková, B., & Pástor, M. (2016). Significant Damages of Core Diamond Bits in the Process of Rocks Drilling. *Engineering Failure Analysis*, (59), 354-365. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.10.016>
- Gorshkov, L., & Osetskii, A. (2012). Razvitie printsipov konstruirovaniya i ekspluatatsii novogo almaznogo porodorazrushayushchego instrumenta. *Zapiski Gornogo Instituta*, (197), 40-46.
- Hossain, M.E., & Al-Majed, A.A. (2015). *Fundamentals of Sustainable Drilling Engineering*. Beverly: Scrivener Publishing LLC. <https://doi.org/10.1002/9781119100300>
- Idel'chik, I.E. (1992) *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam*. Moskva: Mashinostroenie.
- Illarionova, T.M. (1975). Metodika rascheta gidravlicheskih soprotivleniy v almaznykh koronkakh. *Metodika i Tekhnika Razvedki*, (97), 19-26.
- Kudryashov, B.B., & Yakovlev, A.M. (1987). *Burenie skvazhin v slozhnykh usloviyakh*. Moskva: Nedra.

ABSTRACT (IN UKRAINIAN)

Мета. Розробка методики дослідження та аналіз втрат тиску в потоці промивальної рідини, що циркулює крізь гідравлічну систему колонкового снаряду.

Методика. Теоретичний аналіз на основі методів гідравлічного розрахунку.

Результати. Запропоновано підхід до розрахунку та отримані розрахункові співвідношення для визначення втрат тиску всередині колонкового снаряду та у затрубному просторі з урахуванням зміни геометрії гідравлічної системи по висоті колонкового снаряду. Отримано закономірності змін втрат тиску у потоці залежно від глибини промивальних каналів. Досліджено вплив зносу коронки на втрати тиску. Виконано порівняльний аналіз ефективності гідравлічної системи для коронки 01А3-76 та БС33-76.

Наукова новизна. Доведено, що існуючі рекомендації із визначення втрат тиску в гідравлічній системі колонкового снаряду дають занижені значення цього параметру. Розроблена методика визначення втрат тиску, на відміну від відомих, враховує конструктивні особливості колонкового снаряду та бурових коронки. У запропонованій методиці вперше враховано зміни тиску в гідравлічній системі протягом рейсу, що

обумовлюється зносом коронки. Показано, що втрати тиску протягом рейсу можуть використовуватися як показник зносу коронки.

Практична значимість. Використання запропонованої методики дає змогу більш точно визначати необхідну подачу бурового насоса при проектуванні буріння свердловини. Запропонована методика може використовуватися для проектування промивальної системи нових конструкцій бурових коронок.

Ключові слова: колонкове буріння, втрати тиску, бурові коронки, гідравлічний розрахунок, знос коронки

ABSTRACT (IN RUSSIAN)

Цель. Разработка методики исследования и анализ потерь давления в потоке промывочной жидкости, циркулирующей через гидравлическую систему колонкового снаряда.

Методика. Теоретический анализ на основе методов гидравлического расчета.

Результаты. Предложен подход к расчету и получены расчетные соотношения для определения потерь давления внутри колонкового снаряда и в затрубном пространстве с учетом изменения геометрии гидравлической системы по высоте колонкового снаряда. Получены закономерности изменения потерь давления в потоке в зависимости от глубины промывочных каналов. Исследовано влияние износа коронки на потери давления. Выполнен сравнительный анализ эффективности гидравлической системы для коронок 01А3-76 и БС33-76.

Научная новизна. Доказано, что существующие рекомендации по определению потерь давления в гидравлической системе колонкового снаряда дают заниженные значения этого параметра. Разработанная методика определения потерь давления, в отличие от известных, учитывает конструктивные особенности колонкового снаряда и буровых коронок. В предложенной методике впервые учтены изменения давления в гидравлической системе в течении рейса, которые обусловлены износом коронки. Показано, что потери давления в течении рейса могут использоваться как показатель износа коронки.

Практическая значимость. Использование предложенной методики позволяет более точно определять необходимую подачу бурового насоса при проектировании технологии бурения скважины. Предложенная методика может использоваться при проектировании промывочной системы новых конструкций буровых коронок.

Ключевые слова: колонковое бурение, потери давления, буровые коронки, гидравлический расчет, износ коронки

ARTICLE INFO

Received: 16 November 2016

Accepted: 13 February 2017

Available online: 30 March 2017

ABOUT AUTHORS

Anatolii Kozhevnykov, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Techniques Prospect of Deposits Department, National Mining University, 19 Yavornytskoho Ave., 9/408, 49005, Dnipro, Ukraine. E-mail: aak2@ua.fm

Andrii Dreus, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Fluid Mechanics and Energy & Mass Transfer Department, Oles Honchar Dnipro National University, 72 Haharina Ave., 49010, Dnipro, Ukraine. E-mail: dreus.a@dnua.dp.ua

Baochang Liu, Doctor of Philosophy, Associate Professor of the College of Construction Engineering, Jilin University, 938 Ximinzhong St, 130061, Changchun, China. E-mail: liubc@jlu.edu.cn