

ПРИНЦИПИ РОБОТИ СВЕРДЛОВИНИХ ГІДРАВЛІЧНИХ УДАРНИХ МАШИН ІЗ КЕРОВАНИМ ФОРМУВАННЯМ ІМПУЛЬСУ

A. Ihnatov¹, <https://orcid.org/0000-0002-7653-125X>

O. Yavorska¹, <https://orcid.org/0000-0001-5516-5310>

I. Askerov¹, <https://orcid.org/0000-0002-8398-0205>

¹Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine

OPERATING PRINCIPLES OF DOWNHOLE HYDRAULIC IMPACT MACHINES WITH CONTROLLED IMPULSE FORMATION

Мета. Обґрунтування вдосконалення комбінованого ударно-обертального буріння та підвищення ефективності гідравлічних ударних машин шляхом оптимізації формування й реалізації ударного імпульсу з урахуванням змінних умов буріння.

Методика дослідження. Використано системний аналіз, фізико-математичне моделювання та стендові випробування гідроударника ПГБ - 2ПГ. Обґрунтовано безклапанну схему з кінематичним керуванням потоком рухомим ковадлом, сформовано узагальнену модель робочого циклу та базові розрахункові залежності, оцінено вплив режиму бурового насоса на стабільність ударів.

Результати дослідження. Запропоновано безклапанний гідропневматичний гідроударник ПГБ - 2ПГ, у якому потік керується ковадлом, а енергія накопичується в пневмокамері бойка, що зменшує знос і підвищує стабільність циклу. Робочий цикл включає усталену циркуляцію, переміщення ковадла на величину L , перекриття каналів, формування гідроудару, розгін бойка та удар на відстані D . Для маси бойка $m \approx 12$ кг, робочого ходу $\approx 0,03$ м, $\Delta p \approx 3$ МПа енергія одного удару становить 35–40 Дж при частоті 5–7 Гц (180–250 Вт). Стабільність роботи гідроударника забезпечує стала середня витрата промивальної рідини, а пульсаційна подача покращує регулярність ударів.

Наукова новизна. Встановлено безклапанний принцип формування удару через кінематичне перекриття каналів ковадлом; показано зростання частоти ударів зі збільшенням витрати Q та зменшенням A_c і L ; обґрунтовано гідропневматичний механізм накопичення енергії з урахуванням перепаду тиску та адіабатичного стискання газу.

Практичне значення. Гідроударник ПГБ-2ПГ забезпечує стабільні керовані удари, підвищує швидкість буріння в міцних породах, зменшує знос вузлів і дозволяє адаптувати режим роботи через налаштування бурового насоса.

Ключові слова: *гідроударник, буріння, ударно-обертальний спосіб, гідравлічний удар, пневматична камера, свердловина, пульсаційна циркуляція, енергія удару.*

Вступ. На початку необхідно підкреслити, що технічно і технологічно обґрунтована інтенсифікація основних і допоміжних процесів буріння свердловин виступає одним із ключових напрямів розвитку сучасної бурової справи, оскільки від рівня ефективності руйнування гірських порід безпосередньо залежать

механічна та рейсова швидкість проходки, ресурс застосовуваного бурового інструменту та інші, не менш важливі, загальні техніко-економічні показники розглядуваних робіт [1]. Відмітимо також, що особливе значення підняті питання набувають при бурінні у міцних, абразивних та тріщинуватих породах, а також у складних геологічних умовах, де традиційні обертальні способи буріння виявляються малоефективними або потребують значного збільшення енергетичних та матеріальних витрат [2].

Повністю логічною є обставина, яка пов'язана зі збільшенням уваги науковців-практиків до проблематики розроблення та впровадження нових способів руйнування гірських порід на вибої свердловини [3], а також удосконалення відповідних існуючих технологій і інструментів, спрямованих на істотне підвищення енергоефективності процесу буріння та зниження зносу обладнання. Вказане нами зумовлено як безперервно зростаючими вимогами до продуктивності бурових робіт, так і необхідністю мінімізації витрат на ремонт і заміну бурового інструменту, що безпосередньо впливає на собівартість будівництва свердловин різних промислових груп [4].

Важливим напрямом наукових розробок також є оптимізація режимів буріння з урахуванням, до прикладу, найвпливовіших фізико-механічних властивостей гірських порід, умов їх залягання та гідродинамічних характеристик циркулюючої в стовбурі промивальної рідини [5]. Поряд із позначеним актуальним залишається питання узгодження параметрів буріння з можливостями сучасного бурового обладнання, характеристиками породоруйнівного інструменту, а також особливостями геологічного розрізу.

Не можна заперечувати те, що подальший розвиток бурових технологій невід'ємно пов'язаний з пошуком прогресивних комплексних технічних рішень, які б забезпечували не лише підвищення швидкості проходки, а й стабільність процесу буріння свердловин різного призначення, зменшення аварійності та скорочення непродуктивного часу [6]. У цьому контексті особливої ваги набувають дослідження, спрямовані на створення інноваційних конструкцій бурового інструменту, поверхневого і вибійного бурового обладнання, удосконалення систем керування процесом буріння та впровадження сучасних методів контролю стану вибою і параметрів роботи свердловинних інструментів в режимі реального часу.

Системний підхід до інтенсифікації процесів буріння, який поєднує вдосконалення техніки, технології та режимів роботи, є ключовою передумовою підвищення ефективності бурових робіт у різноманітних геологічних умовах та забезпечення їх стабільності й економічної доцільності.

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми. Раніше було показано, що сучасний розвиток бурової техніки характеризується постійним пошуком шляхів підвищення ефективності руйнування гірських порід, зменшення енергоспоживання процесу буріння та збільшення надійності бурового обладнання [7]. Вирішення позначених нами завдань неможливе лише за рахунок удосконалення застосовуваного породоруйнівного інструменту, окремих вузлів бурових установок або режимів роботи приводного і насосного об-

ладнання – воно потребує, серед іншого, принципово нових підходів до передачі енергії на вибій свердловини та безпосереднього механізму руйнування порід. Слід підкреслити, що традиційний обертальний метод буріння, хоча й залишається базовим для більшості технологічних схем, проте в умовах, зокрема, міцних та абразивних порід, і не тільки, часто потребує значних осьових навантажень та супроводжується високими енерговитратами, а це значно обмежує його ефективність та ресурс породоруйнівного й бурового інструменту. Позначене повністю логічно зумовлює гостру необхідність не лише певного доповнення, а й суттєвої модифікації вже традиційного чисто обертального способу буріння, що передбачає обґрунтований пошук нових технічних підходів, інтеграцію додаткових механізмів і прийомів руйнування породи та вагомого переосмислення головних принципів взаємодії бурового інструменту з гірським масивом з метою підвищення загальної ефективності, надійності та економічної доцільності процесу буріння [8].

Серед можливих шляхів підвищення ефективності буріння можна вказати такі наступні: коректне збільшення осьового навантаження на породоруйнівний, підвищення частоти обертання, оптимізація властивостей промивальної рідини, застосування більш зносостійких породоруйнівних інструментів або використання додаткових механічних активаторів руйнування породи – проте жоден із цих підходів сам по собі не забезпечує кардинального покращення процесу в складних геологічних умовах. Більше того, посилення суто обертального режиму часто супроводжується зростанням енерговитрат, інтенсивним зносом інструменту та підвищенням ступеню ризику виникнення аварійних ситуацій у свердловині. В означеному контексті введення контрольованого ударного компонента виступає як найбільш доцільне та технологічно обґрунтоване рішення, що дозволяє локалізувати енергетичну дію безпосередньо в зоні контакту інструмента з породою, а це забезпечує більш ефективне її руйнування за менших середніх осьових навантажень [9].

На відміну від простого збільшення крутного моменту або осьового зусилля, ударний механізм сприяє ініціюванню появи мікротріщин у гірському масиві, знижує опір різанню та підвищує ступінь фрагментації породи перед її виносом з вибою. Поєднання ударного та обертального впливу створює синергетичний ефект, який можна пояснити наступним чином: обертання забезпечує безперервне оновлення зони контакту породоруйнівного інструменту з породою, а удар – періодичну концентрацію енергії в критичних точках руйнування, що дає змогу підвищити механічну та рейсову швидкість буріння, знизити знос вибійної бурової компоновки, стабілізувати процес проходки та розширити діапазон ефективного застосування буріння у міцних, тріщинуватих і абразивних породах. Саме тому застосування свердловинних гідравлічних ударних машин розглядається як один із найбільш перспективних напрямів розвитку бурової техніки, що дозволяє реалізувати керований комбінований ударно-обертальний механізм руйнування гірського масиву та забезпечити якісно новий рівень технологічної ефективності буріння [10].

Водночас аналіз багаторічного досвіду застосування гідроударників свідчить, що, незважаючи на значні досягнення у їх конструюванні, існуючі технічні рішення не повною мірою відповідають сучасним вимогам до стабільності роботи, енергоефективності та адаптивності до змінних режимів буріння, це особливо проявляється в умовах коливань тиску промивальної рідини, змінних гірничо-геологічних характеристик порід та необхідності реалізації різних режимів ударно-обертального й обертально-ударного буріння [11]. У зв'язку з цим постає необхідність не лише точкового вдосконалення окремих конструктивних елементів гідроударних пристроїв, а й глибшого переосмислення базових принципів їх функціонування, логіки формування та передачі ударного імпульсу, його енергетичної структури, тривалості та спрямованості; тут йдеться про перехід від фрагментарного до цілісного перегляду всієї концепції роботи гідроударної системи, де кожен елемент має узгоджено працювати як частина єдиного динамічного механізму.

Мета статті полягає в обґрунтуванні необхідності вдосконалення комбінованого ударно-обертального способу буріння та розроблення засад підвищення ефективності роботи свердловинних гідравлічних ударних машин шляхом удосконалення принципів формування, передачі та реалізації ударного імпульсу з урахуванням змінних гірничо-геологічних і технологічних умов.

Обґрунтування вживання і опис вибраної автором методики. Дослідження ґрунтувалися на системному аналізі [12], фізико-математичному моделюванні та інженерній інтерпретації процесів формування ударного імпульсу в гідроударнику ПГБ - 2ПГ. На першому етапі виконано критичний аналіз відомих конструкцій гідроударників та способів керування їх робочим циклом, що дозволило обґрунтувати доцільність безклапанної схеми з кінематичним керуванням потоком за рахунок рухомого ковадла. На другому етапі сформовано узагальнену фізичну модель робочого циклу гідроударника як взаємодії гідравлічної, газової, механічної та кінематичної підсистем. Робочий цикл описано чотирма послідовними етапами: усталена циркуляція, переміщення ковадла на величину L , перекриття каналів і формування гідроудару, розгін бойка та удар на відстані D . На третьому етапі запропоновано базові розрахункові залежності для оцінки енергії удару, швидкості бойка, тиску в пневматичній камері, миттєвої сили удару, частоти ударів та середньої ударної потужності. На четвертому етапі виконано стендове дослідження гідроударника ПГБ - 2ПГ та проаналізовано вплив режиму роботи бурового насоса й характеру циркуляції промивальної рідини на стабільність ударного циклу, зокрема роль пульсаційної подачі. Комплекс застосованих підходів забезпечив обґрунтовану оцінку принципів роботи гідроударника ПГБ - 2ПГ та взаємозв'язку між його конструктивними параметрами, режимами буріння та характеристиками ударного процесу.

Виклад основного матеріалу дослідження. Повністю виходячи з викладених положень щодо обмежень традиційного обертального способу буріння та необхідності інтеграції керованого ударного впливу в процес руйнування гірських порід, постає завдання концептуального обґрунтування комбінованого ударно-обертального способу буріння; особливої уваги при цьому потребують све-

рдловинні гідравлічні ударні машини [13], оскільки саме вони здатні безпосередньо трансформувати енергію промивальної рідини в керований ударний імпульс на вибої свердловини.

Разом із тим теоретичне обґрунтування доцільності комбінованого ударно-обертального буріння саме по собі не гарантує підвищення ефективності технологічного процесу; ключовим залишається питання створення конкретних технічних засобів, здатних стабільно й керовано реалізувати такий механізм руйнування порід у реальних свердловинних умовах. Аналіз відомих та застосовуваних в практиці спорудження свердловин конструкцій гідроударників показує, що більшість із них не забезпечує необхідного рівня керованості ударного імпульсу, енергоефективності та адаптивності до змінних режимів буріння – це зумовлює потребу не лише в модернізації окремих вузлів існуючих пристроїв, а у розробленні принципово нових і прогресивних. Саме така необхідність стала підставою для створення удосконаленого гідроударника (модель ПГБ - 2ПГ) [14], конструкція і принцип роботи якого наведені далі.

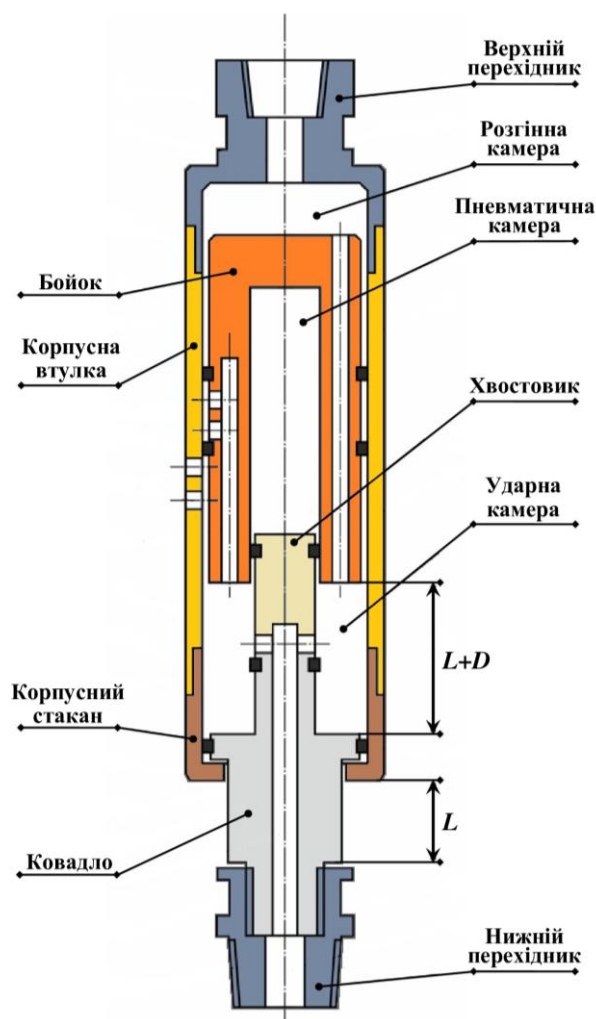


Рис. 1. Схематичне зображення гідроударника типу ПГБ - 2ПГ

Розроблений гідроударник ПГБ - 2ПГ складається (див. рис. 1) з верхнього перехідника, корпусної втулки, корпусного стакана, бойка з пневматичною ка-

мерою високого тиску та ковадла зі шліцами і хвостовиком. Промивальна рідина подається через верхній перехідник, проходить крізь бойок, ударну камеру та ковадло і виходить на вибій свердловини. Після притискання породоруйнівного інструмента, сполучуваного з нижнім перехідником, до вибою свердловини ковадло переміщується вгору на величину L по шліцах корпусного стакану; його хвостовик заходить у пневматичну камеру бойка і перекриває бокові канали ковадла – це різко підвищує тиск у розгінній камері. Під дією цього тиску та стискання газу в пневматичній камері бойок розганяється і наносить керований удар по ковадлу на відстань D . Після нанесення удару промивальна рідина скидається через узгоджені дренажні отвори бойка і вікна корпусної втулки, тиск падає, бойок повертається у вихідне положення, і цикл у розглянутій послідовності повторюється; відтак удар формується гідропневматично – без пружин і клапанів – за рахунок взаємодії бойка з газовою камерою та кінематичного перекриття каналів.

Представлена вибійна бурова машина (ПГБ - 2ПГ) це безклапанний гідропневматичний пристрій прямої дії з зовнішнім гідравлічним збудженням (потік промивальної рідини), внутрішнім газовим акумулятором енергії (пневмокамера в бойку), ударом по ковадлу, жорстко зв'язаним з буровим інструментом; за фізикою процесів – це гідрударник із примусовою зупинкою потоку та накопиченням енергії в так званій газовій пружині.

Слід наголосити: в класичних гідрударниках керування робочим циклом здійснюється за допомогою гідророзподільників, які за конструкцією запірнорозподільного елемента можуть бути золотниковими або клапанними [15]. Такі гідророзподільники почергово спрямовують потік промивальної рідини на різні сторони бойка, забезпечуючи його реверсивний рух. У запропонованому технічному рішенні клапанна система відсутня повністю. Функцію керування потоком виконує безпосередньо ковадло, яке під дією навантаження від породоруйнівного інструменту здійснює осьове переміщення, відкриваючи або перекриваючи циркуляційні канали та за суттю виконуючи роль гідравлічного затвора. Такий підхід формує принципово інший клас гідрударних машин, у яких керування робочим циклом реалізується кінематично, а не клапанно. Крім того, у розглядуваному гідрударнику функціонують взаємопов'язані енергетичні підсистеми, стислу характеристику яких наведено в табл. 1.

Виконаний аналіз енергетичних підсистем (табл. 1) свідчить, що робочий цикл гідрударника формується узгодженою взаємодією гідравлічної, газової, механічної та кінематичної складових. Гідравлічна підсистема створює імпульс сили, газова – акумулює та повертає енергію, механічна – реалізує передачу удару, а кінематична забезпечує безклапанне керування потоком. Така структура дозволяє відмовитися від традиційних гідророзподільників і забезпечує більш стабільне та енергоефективне формування ударного процесу.

Таблиця 1

Енергетичні підсистеми гідроударника ПГБ - 2ПГ та їх функції

Підсистема	Джерело енергії	Основна функція в робочому циклі	Роль у формуванні удару
Рідинна (гідравлічна)	Потік промивальної рідини під тиском	Забезпечує керований гідравлічний режим роботи пристрою	Формує миттєвий силовий імпульс за рахунок гідравлічного удару при перекритті каналів
Газова (пневматична)	Стиснений газ у центральній камері бойка	Акумулює енергію між ударами та стабілізує цикл	Накопичує потенційну енергію, прискорює бойок і забезпечує його зворотний хід
Механічна (інерційна)	Маса бойка та кінематика системи	Перетворює накопичену енергію на кінетичну	Реалізує передачу енергії у вигляді спрямованого удару по ковадлу
Кінематична (керуюча)	Рух ковадла під навантаженням від породоруйнівного інструменту	Керує відкриттям і перекриттям каналів без клапанів	Виконує роль гідравлічного затвора та синхронізує цикл

Формування ударного імпульсу в запропонованому гідроударнику може бути описане послідовністю взаємопов'язаних етапів: перший етап – режим усталеної циркуляції рідини (у початковому положенні забезпечується безперешкодний рух промивальної рідини через центральний циркуляційний канал бойка, ударну камеру та канали ковадла до вибою свердловини; гідравлічна система перебуває у квазістаціонарному стані без різких змін тиску); другий етап – кінематичне переміщення ковадла (під дією осьового навантаження від породоруйнівного інструменту ковадло здійснює контрольоване осьове переміщення на конструктивно задану величину L ; після досягнення цієї величини направляючий хвостовик ковадла входить у центральну пневматичну камеру високого тиску бойка); третій етап – гідравлічне блокування та формування імпульсу (входження хвостовика в пневмокамеру супроводжується перекриттям наскрізних каналів ковадла, що різко обмежує відтік промивальної рідини; це спричиняє стрімке зростання тиску в розгінній камері та виникнення гідравлічного удару); четвертий етап – розгін бойка та ударна взаємодія (під дією підвищеного тиску промивальної рідини та додаткового опору стискання газу в пневматичній камері бойок накопичує кінетичну енергію і здійснює прискорений рух у напрямку ковад-

ла, наносячи керований удар на робочій відстані D ; після цього відбувається розвантаження тиску та відновлення вихідного положення системи).

Стійкість періодичного режиму роботи забезпечується синхронізованою взаємодією дренажних каналів бойка зі скидними циркуляційними вікнами корпусної втулки, що гарантує своєчасне видалення промивальної рідини з ударної камери та відтворюваність кожного наступного циклу.

Ефективна та стабільна робота гідроударника ПГБ - 2ПГ (рис. 2) істотно залежить від параметрів роботи бурового насоса та характеру циркуляції промивальної рідини. У зв'язку з цим до насосного обладнання висуваються такі вимоги: по-перше, насос повинен забезпечувати стійку та безперервну подачу промивальної рідини з мінімальними коливаннями витрати, оскільки різкі провали подачі порушують формування робочого циклу гідроударника; по-друге, робочий тиск насоса має створювати достатній перепад тиску між розгінною камерою гідроударника та вибоєм свердловини, необхідний для накопичення енергії бойком і реалізації ударного імпульсу; по-третє, бажаною є періодична (пульсаційна) подача промивальної рідини, яка сприяє формуванню регулярних ударних циклів бойка та підвищує передбачуваність роботи пристрою [16]. Крім того, принципово важливо мати змогу регулювання режиму роботи насоса шляхом зміни ходу плунжерів, схеми їх взаємодії, частоти роботи або відключення компенсатора пульсацій, що дозволяє адаптувати гідравлічний режим до умов роботи гідроударника.



Рис. 2. Дослідна модель гідроударника типу ПГБ - 2ПГ

Слід позначити, що за відсутності належного режиму роботи насоса гідроударник не виходить на стабільний ударний цикл або працює з істотними відхиленнями від оптимальних параметрів. Відносно ролі пульсаційної циркуляції важливо підкреслити наступне: робота гідроударника формально можлива і за рівномірної (непульсуючої) подачі промивальної рідини, проте в цьому випадку вона стає малоефективною та нестабільною; за рівномірної циркуляції тиск у

розгінній камері зростає повільніше, момент перекриття каналів ковадла має менш виражений характер, бойок може не набирати достатньої кінетичної енергії, а удари стають слабкими або нерегулярними. Натомість за пульсаційної циркуляції перепади тиску формуються швидше, перекриття каналів ковадла створює чіткий гідравлічний імпульс, пневматична камера бойка ефективно виконує функцію пружного акумулятора енергії, що забезпечує стабільний періодичний ударний цикл.

Для здійснення адекватної кількісної оцінки працездатності та ефективності запропонованого гідроударника необхідно встановити базові співвідношення між його конструктивними параметрами, режимами роботи бурового насоса та характеристиками формованого ударного імпульсу. Запропоновані нижче розрахункові залежності ґрунтуються на узагальненій фізичній моделі робочого циклу пристрою та можуть бути використані для попередньої інженерної оцінки його основних параметрів [17].

Кінетична енергія бойка гідроударника перед ударом:

$$E = \frac{1}{2} m \cdot v^2, \quad (1)$$

де m – маса бойка гідроударника, кг; v – швидкість бойка перед ударом, м/с.

Слід позначити, що швидкість бойка гідроударника можна оцінити через роботу сил тиску:

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p \cdot A \cdot s}{m}}, \quad (2)$$

де Δp – перепад тиску в розгінній камері гідроударника, Па; A – ефективна площа дії тиску, м²; s – робочий хід бойка гідроударника D , м.

Для розглянутого гідроударника ПГБ - 2ПГ величина A відповідає ефективній площі дії гідравлічного тиску на бойок; під нею слід розуміти площу тієї частини торцевої поверхні бойка, на яку безпосередньо діє перепад тиску промивальної рідини в розгінній камері. Таким чином, A не дорівнює повній геометричній площі поперечного перерізу бойка, а враховує лише ту її частину, що перебуває під дією різниці тисків між розгінною камерою та протилежною стороною бойка. При цьому з ефективної площі виключаються ділянки, зайняті циркуляційним каналом та зонами гумометалічні ущільнюючі кільця, які не беруть участі у створенні результуючої гідравлічної сили.

Для релевантного опису роботи газової (пневматичної) підсистеми гідроударника необхідно оцінити зміну тиску в пневматичній камері бойка під час входження хвостовика ковадла. Оскільки процес стискання газу відбувається швидко і без істотного теплообміну з навколишнім середовищем, його з достатньою точністю можна розглядати як адіабатичний:

$$PV^k = const, \quad (3)$$

де: P – тиск у пневматичній камері, Па; V – об'єм пневматичної камери, м³; k – показник адіабати, який для повітря приймається рівним 1,4.

Після входження хвостовика ковадла об'єм пневматичної камери зменшується, а тиск зростає відповідно до співвідношення:

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k, \quad (4)$$

де P_1 – початковий тиск газу в пневматичній камері до входження хвостовика ковадла (тиск зарядки або робочий стартовий тиск); V_1 – початковий об'єм газу в пневматичній камері; P_2 – піковий тиск газу після часткового входження хвостовика та зменшення об'єму камери; V_2 – зменшений об'єм пневматичної камери в момент максимального стискання.

Слід позначити, що отримане значення P_2 характеризує максимальний опір газу руху бойка та його внесок у формування кінетичної енергії удару.

Для оцінки інтенсивності механічної взаємодії бойка гідроударника з ковадлом у момент контакту використовується співвідношення:

$$F = \frac{E}{\delta}, \quad (5)$$

де δ – деформаційний хід контакту системи «бойок - ковадло» (для сталі зазвичай приймають $\delta \approx (0,1 - 0,5) \cdot 10^{-3} \text{ м} = 0,1 - 0,5 \text{ мм}$; фізично це означає наступне: під час удару сталь не є абсолютно жорсткою – вона стискається пружно при цьому бойок гідроударника і ковадло короткочасно деформуються, саме цей процес наближено і характеризує величина δ).

Важливо позначити, що чим менше δ , тим жорсткіший удар і більша пікова сила, однак зростає ризик виникнення локальних напружень та втомного пошкодження деталей; водночас чим більше δ , тим м'якший удар і менша пікова сила, але частина енергії розсіюється в деформації матеріалу [18].

Періодичність формування ударних імпульсів у гідроударнику визначається швидкістю циркуляції промивальної рідини та кінематикою переміщення ковадла; для орієнтовної інженерної оцінки частоти ударів розглядуваного гідроударника можна використати таке співвідношення:

$$f = \frac{Q}{A_c L}, \quad (6)$$

де Q – витрата промивальної рідини в гідроударнику, $\text{м}^3/\text{с}$; A_c – площа циркуляційного перерізу, м^2 ; L – хід ковадла до перекриття каналів, м .

У контексті розглядуваної конструкції A_c – це ефективна площа сумарного прохідного перерізу каналів, через які рухається промивальна рідина в зоні ковадла до моменту їх перекриття. Для розглядуваного пристрою це означає площу всіх наскрізних отворів у ковадлі, через які відбувається відтік рідини на вибій, за вирахуванням зон, частково перекритих хвостовиком ковадла та ущільненнями, з урахуванням реальної гідравлічної прохідності каналів (втрати на тертя, звуження та турбулентність); спрощено можна записати:

$$A_c \approx n \frac{\pi d^2}{4}, \quad (7)$$

де n – кількість наскрізних отворів у ковадлі; d – ефективний гідравлічний діаметр наскрізних отворів у ковадлі.

На основі аналізу залежності (7) встановлено, що частота ударів зростає за умови підвищення витрати промивальної рідини Q , оскільки це забезпечує швидше переміщення ковадла на заданий конструктивний хід до моменту перекриття циркуляційних каналів. Водночас зменшення ефективної площі циркуляційного перерізу A_c сприяє більш інтенсивному зростанню тиску в розгінній камері та прискорює настання гідравлічного блокування потоку. Додатково скорочення конструктивного ходу ковадла L зменшує відстань до моменту перекриття каналів і, відповідно, знижує тривалість одного робочого циклу. В результаті частота ударів формується як спільний ефект гідравлічних параметрів і конструктивних характеристик гідроударника.

Визначивши енергію окремого удару та частоту їх повторення, можна перейти до інтегральної характеристики роботи розглядуваного гідроударника – середньої потужності ударного процесу:

$$N = E \cdot f. \quad (8)$$

Середня ударна потужність N є узагальненою енергетичною характеристикою гідроударника, що відображає швидкість передачі енергії на вибір свердловини у вигляді послідовності ударних імпульсів. З фізичного погляду цей параметр показує: яку кількість механічної енергії пристрій здатний передати породоруйнівному інструменту за одиницю часу; рівень енергетичної інтенсивності процесу буріння в ударно-обертальному режимі; потенційну здатність гідроударника до руйнування міцних і абразивних порід. Величина N зростає як за рахунок збільшення енергії окремого удару E , так і за рахунок підвищення частоти ударів f . Вказане означає, що існують два шляхи підвищення ефективності роботи пристрою: підвищення енергоємності одного удару; збільшення частоти ударів за рахунок гідравлічних або конструктивних параметрів. Разом із тим надмірне збільшення N може призводити до підвищеного зносу окремих елементів гідроударника та бурової компоновки, тому оптимальне значення потужності має визначатися з урахуванням надійності конструкції та умов буріння свердловин. У практичному сенсі параметр N може використовуватися як критерій порівняння різних конструкцій гідроударників або режимів їх роботи [19].

Взаємозв'язок між конструктивними параметрами гідроударника моделі ПГБ - 2ПГ, режимами роботи бурового насоса та характеристиками ударного процесу представлено в табл. 2, яка систематизує вплив гідравлічних, механічних, газових і кінематичних підсистем на формування енергії, частоти та потужності ударів. Запропонований підхід дозволяє розглядати гідроударник як єдину динамічну систему, в якій зміна будь-якого параметра (витрати, перепаду тиску, геометрії каналів або ходу ковадла) має прогнозований вплив на ефективність буріння свердловин та роботу пристрою.

Таблиця 2
Взаємозв'язок параметрів гідроударника ПГБ - 2ПГ, режиму бурового насоса та характеристик ударного процесу

Блок системи	Керівний параметр	Як формується	Вплив на робочий цикл	Технологічний наслідок
Гідравлічна підсистема	Перепад тиску Δp	Роботою бурового насоса та перекриттям каналів ковадла	Визначає швидкість розгону бойка	Зростання енергії удару та інтенсивності руйнування породи
	Витрата Q	Режимом роботи насоса	Задає тривалість циклу та частоту ударів	Підвищує продуктивність буріння при оптимізації
	Площа каналів A_c	Геометрією ковадла та втратами на тертя	Впливає на швидкість наростання тиску	Дозволяє конструктивно регулювати частоту ударів
Механічна підсистема	Маса бойка m	Конструктивним виконанням	Визначає кінетичну енергію удару	Більша маса – сильніший удар, але нижча частота
	Робочий хід D	Геометрією камери та рухом бойка	Впливає на накопичення енергії	Баланс між силою та стабільністю удару
	Деформаційний хід δ	Властивостями сталі та якістю поверхонь	Визначає пікову силу удару	Менше δ – сильніший удар, але більший знос
Газова підсистема	Початковий тиск P_1	Зарядкою пневмокамери	Визначає стартові умови розгону	Забезпечує стабільність циклу
	Піковий тиск P_2	Адіабатичним стискуванням газу	Гальмує та стабілізує рух бойка	Запобігає неконтрольованим ударам
Кінематична підсистема	Хід ковадла L	Конструкцією шліцьової пари	Визначає момент гідроудару	Менше L – вища частота ударів
Енергетична характеристика	Енергія удару E	Поєднанням $\Delta p, A_c, D, P_2$	Визначає здатність руйнування породи	Критерій ефективності буріння
	Частота ударів f	Q, A_c, L	Задає ритм роботи	Впливає на стабільність процесу
	Потужність N	$E \cdot f$	Інтегральна характеристика процесу	База для порівняння різних конструкцій

Наведені в табл. 2 відомості демонструють, що робота гідроударника визначається взаємодією його гідравлічної, механічної, газової та кінематичної підсистем. Ефективність ударного процесу формується не окремим параметром, а їх узгодженим поєднанням, що підтверджує необхідність системного підходу до проектування та вибору режимів роботи пристрою.

Для наочного розуміння динаміки руху бойка та характеру його розгону доцільно представити зміну швидкості в часі протягом одного робочого ходу; вказане дозволяє якісно простежити послідовність етапів накопичення енергії та підготовки до удару. На рис. 3 наведено типовий якісний (ілюстративний) графік залежності $v = f(t)$ для одного ходу бойка гідроударника ПГБ - 2ПГ.

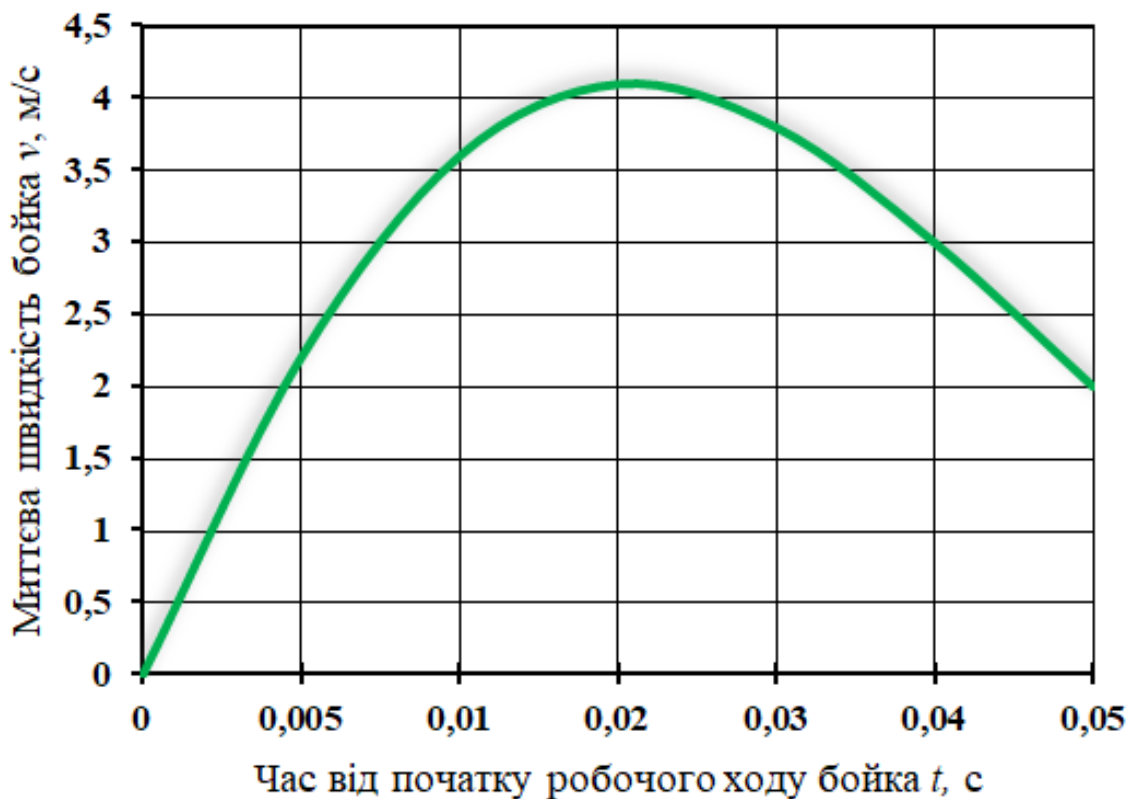


Рис. 3. Динаміка руху бойка гідроударника ПГБ - 2ПГ протягом одного робочого циклу

Таким чином, залежність $v = f(t)$, зображена на рис. 3, відображає динаміку руху бойка протягом одного робочого ходу гідроударника: від початкового стану спокою, через фазу гідравлічного розгону під дією перепаду тиску, до уповільнення внаслідок стискання газу в пневматичній камері та різкого падіння швидкості до нуля в момент удару по ковадлу. Аналіз характеру залежності $v = f(t)$ дозволяє зробити такі висновки. Розгін бойка відбувається в межах дуже короткого інтервалу часу – орієнтовно $t \approx 0,02 - 0,05$ с, що відповідає типовій частоті ударів $f \approx 5 - 7$ Гц для розглядуваного режиму роботи гідроударника. На стадії активного розгону швидкість бойка зростає практично монотонно та досягає пікових значень порядку $v_{\max} \approx 2,3 - 2,6$ м/с за прийнятих робочих параметрів ($\Delta p \approx 3$ МПа, $m \approx 12$ кг, $D \approx 0,03$ м). Подальше уповільнення руху пов'язане

з адіабатичним стисканням газу в пневматичній камері, що проявляється як плавне зниження швидкості на останній третині ходу бойка. У момент контакту з ковадлом швидкість різко падає до нуля за дуже малий час контакту $t_c \approx (1 - 3) \cdot 10^{-4}$ с (індекс c – contact), що відповідає формуванню короткочасного силового імпульсу. За оціненими параметрами це забезпечує енергію одного удару близько $E \approx 35 - 40$ Дж та середню ударну потужність $N \approx 180 - 250$ Вт. Таким чином, графік $v = f(t)$ підтверджує імпульсний характер роботи гідроударника ПГБ-2ПГ і демонструє узгоджену дію гідравлічної сили розгону та газового гальмування бойка перед ударом.

Для системного розуміння динаміки роботи гідроударника доцільно представити узагальнену часову схему одного робочого циклу із нанесеним характером зміни швидкості бойка $v = f(t)$ [20]. Така схема (рис. 4) дозволяє візуально пов'язати кінематичні, гідравлічні та газодинамічні процеси, що відбуваються послідовно: від нормальної циркуляції рідини, через формування гідравлічного удару та розгін бойка гідроударника, до моменту механічного контакту з ковадлом і подальшого дренажу камери.



Рис. 4. Узагальнена часова схема робочого циклу гідроударника ПГБ - 2ПГ із якісним характером зміни швидкості бойка

Інтерпретувати зображену на рис. 4 послідовність можна наступним чином: (A) – момент гідравлічного удару (канали ковадла перекриваються, в розгінній камері виникає різкий стрибок тиску, $v(t) \approx 0$ – бойок ще не встиг розігнатися – це джерело енергії, але не рух бойка); (B) – фаза розгону бойка (тиск діє на бойок \rightarrow він починає рух, $v(t)$ швидко зростає – домінує гідравлічна сила); (C) – фаза гальмування газом (об'єм пневмокамери зменшується \rightarrow тиск газу зростає, газ починає активно гальмувати бойок, $v(t)$ плавно зменшується); (D) – механічний удар (бойок стикається з ковадлом, $v(t)$ різко падає до нуля – це вже контактний або механічний удар, а не гідравлічний).

Таким чином, проведений аналіз показує, що робота запропонованого гідроударника визначається узгодженою взаємодією гідравлічної, газової та механічної підсистем, а його ефективність формується спільним впливом перепаду тиску, кінематики ковадла та параметрів пневматичної камери, що забезпечує кероване формування ударного імпульсу.

Висновки. В роботі проаналізовано обмеження традиційного обертового способу буріння та обґрунтовано доцільність інтеграції керованого ударного впливу для підвищення ефективності руйнування гірських порід. Як пріоритет-

ний напрям розвитку вибрано комбінований ударно-обертальний спосіб буріння на базі свердловинних гідравлічних ударних машин. Запропоновано та досліджено удосконалений безклапанний гідропневматичний гідроударник ПГБ - 2ПГ, у якому керування потоком здійснюється кінематично рухомим ковадлом, а накопичення енергії – пневматичною камерою бойка; така схема дозволяє формувати стабільний керований удар без швидкозношуваних пружин і клапанів. Для оцінки працездатності пристрою розроблено базові розрахункові залежності, які пов'язують перепад тиску (типово 2–4 МПа), геометрію каналів та кінематику ковадла з характеристиками удару. Для характерних параметрів (маса бойка ≈ 12 кг, робочий хід $\approx 0,03$ м, $\Delta p \approx 3$ МПа) енергія одного удару оцінюється на рівні ~ 35 – 40 Дж при частоті 5–7 Гц, що відповідає середній ударній потужності близько 180–250 Вт. Показано, що стабільність циклу суттєво залежить від режиму бурового насоса: необхідна стійка середня витрата промивальної рідини та бажана пульсаційна подача, яка пришвидшує формування гідравлічного імпульсу й забезпечує регулярність ударів. Узагальнено доведено, що ефективність роботи ПГБ - 2ПГ визначається узгодженою взаємодією гідравлічної, газової, механічної та кінематичної підсистем, що підтверджує необхідність системного підходу до проектування та вибору режимів буріння свердловин різних груп.

Перелік посилань

1. Don, W.D. (2019). *Oilwell Drilling Engineering*. Publisher: ASME Press.
2. Lopez, J.C., Lopez, J. E., & Javier, F. (2017). *Drilling and blasting of rocks*. CRC Press Taylor & Francis.
3. Ihnatov, A. (2021). Analyzing mechanics of rock breaking under conditions of hydromechanical drilling. *Mining of Mineral Deposits*, 15(3), 122–129.
4. Ihnatov, A. O., Haddad, J., Stavychnyi, Y. M., & Plytus, M. M. (2022). Development and Implementation of Innovative Approaches to Fixing Wells in Difficult Conditions. *Journal of The Institution of Engineers (India): Series D*. <https://doi.org/10.1007/s40033-022-00402-5>.
5. Aziukovskyi, O., Koroviaka, Y., & Ihnatov, A. (2023). *Drilling and operation of oil and gas wells in difficult conditions*. Zhurfond.
6. Hossain, M.E., & Al-Majed, A.A. (2015). *Fundamentals of sustainable drilling engineering*. Scrivener publishing.
7. Ігнатів, А.О., Пашенко, О.А., Коровяка, Є.А., Семехін, В.Ю., Логвиненко О.О., Аскеров І.К. (2021). Деякі пояснення ударного механізму впливу на гірські породи при бурінні свердловин. *Збірник наукових праць НГУ*, 66, 177–192. <https://doi.org/10.33271/crpnmu/66.177>.
8. Hossain, M.E., & Islam, M.R. (2018). *Drilling engineering: problems and solutions*. Scrivener publishing.
9. Pavlychenko, A., Ihnatov, A., Stavychnyi, Y., Koroviaka, Y., & Askerov, I. (2024). Determination of individual tasks for the protection of soils and subsoil during the construction of wells in oil and gas fields. *Collection of Research Papers of the NMU*, 78, 161–173. <https://doi.org/10.33271/crpnmu/78.161>
10. Коровяка, Є., Ігнатів, А., Расцветаев, В., Хоменко, В., & Аскеров, І. (2022). Вивчення деяких особливостей застосування машин ударної дії в процесах спорудження свердловин. *Science, practice and theory* (с. 553-557). <https://doi.org/10.46299/ISG.2022.I.IV>.
11. Павличенко, А.В., Ігнатів, А.О., & Аскеров, І.К. (2022). Шляхи інтенсифікації вибійних породоруйнівних процесів при спорудженні свердловин. *Наукові праці донецького національного технічного університету. Серія: «гірничо-геологічна»* : Всеукраїнський науко-

- вий збірник ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», 1(27)-2(28), 87–95.
[https://doi.org/10.31474/2073-9575-2022-1\(27\)-2\(28\)-87-95](https://doi.org/10.31474/2073-9575-2022-1(27)-2(28)-87-95).
12. Sadeghi, J. (2021). *Uncertainty Modeling for Engineers*. Github publishing.
 13. Modi, D. P. n., & Seth, D. S. m. (2004). *Hydraulics and fluid mechanics including hydraulic machines (in si units)*. Standard Book House.
 14. Ігнатов, А., & Аскеров, І. (2025). *Гідроударник для буріння* (Патент України № 130222). УКРНОІВІ.
 15. Falkovich, G. (2011). *Fluid Mechanics. A short course for physicists*. Cambridge University Press.
 16. Ігнатов, А., & Аскеров, І. (2025). Дослідження та вдосконалення конструкцій гідроударників для буріння свердловин. *Інструментальне матеріалознавство: Збірник наукових праць ІНМ ім. В.М. Бакуля НАН України*, (28), 88–102.
 17. Speight, J.G. (2018). *Formulas and calculations for drilling operations. Second Edition*. John Wiley & Sons.
 18. Bansal, R. K. (2005). *A textbook of strength of materials*. Laxmi Publications.
 19. Ihnatov, A. O., Koroviaka, Y. A., Pavlychenko, A. V., Rastsvietaiev, V. O., & Askerov, I. K. (2023). Determining key features of the operation of percussion downhole drilling machines. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 1254(1), 012053.
 20. Павличенко, А.В., Ігнатов, А.О., & Аскеров, І.К. (2024). Техніко-технологічні особливості ударних машин для буріння свердловин. *Інструментальне матеріалознавство: Збірник наукових праць ІНМ ім. В.М. Бакуля НАН України*, (27), 88-99.

ABSTRACT

Purpose. To justify improvement of combined percussion–rotary drilling and develop principles for increasing the efficiency of hydraulic impact machines by optimizing formation, transmission, and realization of the impact impulse under variable geological and technological conditions.

Research methodology. The study applied systematic analysis and physical-mathematical modeling to impact formation in the PGB-2PG hydraulic hammer. Existing designs were reviewed, justifying a valveless scheme with kinematic flow control by a movable anvil. A generalized four-stage model of the operating cycle integrated hydraulic, gas, mechanical, and kinematic subsystems. Analytical relations for impact characteristics were derived, and bench tests linked pump modes and circulation patterns to cycle stability and impact parameters overall.

Research results. A valveless hydropneumatic hammer PGB - 2PG is proposed, where flow is controlled by a movable anvil and energy is stored in a pneumatic chamber of the striker, reducing wear and improving stability. The cycle includes steady circulation, anvil displacement L , channel closure and hydraulic shock, striker acceleration, and impact over distance D . Equations were obtained for striker velocity, impact energy, chamber pressure, contact force, frequency, and average power. For $m \approx 12$ kg, stroke ≈ 0.03 m, $\Delta p \approx 3$ MPa, impact energy is 35 - 40 J at 5 - 7 Hz (180 - 250 W). Stable operation requires constant average fluid flow, while pulsation improves regularity of impacts.

Originality. A new valveless impact principle based on kinematic channel closure by a movable anvil is established. Impact frequency f increases with higher flow Q and decreases with larger channel area A_c and stroke L . Energy accumulation follows a hydropneumatic mechanism combining pressure differential and adiabatic gas compression. The effect of pump regime on cycle stability is proven.

Practical implications. The proposed hydraulic hammer PGB - 2PG provides stable controllable impacts, increasing drilling rate in hard rocks, reducing wear, and allowing adaptation to conditions via pump regulation while lowering specific energy consumption.

Keywords: *hydraulic hammer, drilling, percussion-rotary method, hydraulic shock, pneumatic chamber, well, pulsating circulation, impact energy.*

дата першого надходження статті до видання	02.10.2025
дата прийняття до друку статті після рецензування	04.11.2025
дата публікації (оприлюднення)	29.12.2025