

ВІБРОУДАРНА ГОЛОВКА БУРИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ГІДРОІМПУЛЬСНИМ ПРИВОДОМ

Іскович-Лотоцький Р. Д., Іванчук Я. В. (ВНТУ, м. Вінниця, Україна)

Development of immersing shock unit, allows to carry out a rotation shock way of drilling deep chinks, for increase of mechanical speed passablenes which efficiency is based on significant decrease in resistibility of rocks to destruction at dynamic loadings in comparison with static.

Вступ: Для буріння скважин різного призначення в породах середньої і високої твердості широко використовуються ударно-обертальний і обертально-ударний способи із застосуванням поверхневих і забойних ударних машин з гідро та пневмоприводом [1]. При механічному колонковому бурінні застосовують малогабаритні занурювальні гідроударники [2]. Ефективність застосування цих гідроударників забезпечує збільшення підведеної до забою додаткової енергії, яка генерується за допомогою ударних імпульсів. Останні забезпечують інтенсифікацію процесу руйнування породи, внаслідок зменшення питомої енергоємності руйнування при динамічному характері прикладеного до них навантаження.

Постановка проблеми: Основна частина усього об'єму бурових робіт виконується механічними способами, із яких переважають обертальний, обертально-ударний і ударно-обертальний. В залежності від геологічних умов і призначення у більшості випадків вибір способу буріння ведеться між шарошечним бурінням і пневмо- або гідроударним бурінням. У той же час існують області буріння, де подальше підвищення ефективності ведення робіт зв'язано з комбінацією відомих способів [3].

Засоби ударної дії, що розраховані на роботу в умовах великих глибин при відповідних параметрах промивочних агентів, повинні мати невеликі габарити, особливо по зовнішньому діаметру, і забезпечувати необхідні енергетичні характеристики удару, які сприятимуть процесу буріння [2].

Занурювальні гідроударники, що випускають серійно в країнах СНД і за кордоном, мають спільний принцип дії: розгін ударного бойка і удар його по наковальні відбувається під дією власної ваги і енергії пружного елемента, а підйом ударника в результаті відскоку при ударі із одночасним стисненням пружного елемента. Гідроударники за конструктивним виконанням і характером робочого процесу діляться на хвильові і клапанні. Постійна робота над підвищенням вимог до міцності, надійності і технічного ресурсу основних деталей гідроударників пояснює велику кількість існуючих конструктивних рішень. Широко розповсюджені гідроударники Г-76, Г-59, ССК-59ЭВ, КССК-76, ГВ-6, ГБМС-П. [2], що випускає вітчизняна промисловість, але кожна з цих конструкцій має як переваги так і недоліки. Тому знаходження більш ефективних конструктивних рішень гідроударників, що входять до складу головок бурильних установок, залишається актуальною задачею. В першу чергу це стосується створення малогабаритних регульовально-розподільних механізмів, що відрізняються надійністю в роботі та простотою конструкції.

Формулювання цілей статті та виклад основного матеріалу: В запропонованій конструкції віброударної головки (рис. 1) бурильної установки вирішується задача створення ефективного механізму гідроударника, в якому за рахунок наявності клапана із самовстановлюючим сідлом, регульовальних пристроїв та конструктивних особливостей гідророзподільних пристроїв досягається можливість

запобігання посадки основного клапана одночасно по трьом поверхням, зменшення удару клапана об самовстановлююче сідло шляхом демпфування, і можливість регулювання основних параметрів гідроударника, що приводить до підвищення надійності механізму, а також використання його при різних режимах роботи.

Працює віброударна головка наступним чином. Промивочна рідина під тиском через напірні гідролінії 11 поступає в підпоршневу порожнину a поршня-золотника 9, в якому у свою чергу із перекриттям h розміщене самовстановлююче сідло 10. Під дією тиску p промивочної рідини на робочу площу S_I поршня-золотника 9 утворюється сила pS_I , яка заставляє поршень-золотник 9 переміщуватись вгору, стискаючи контактну пружину 8 жорсткістю k до змикання її витків, а самовстановлююче сідло 10 залишається на місці. Причому жорсткість контактної пружини 8 вибирається із умови

$k < \frac{pS_I}{h}$, де p – тиск налагодження спрацювання клапана. Далі поршень-золотник 9

переміщується разом з ударним бойком 7 відносно самовстановлюючого сідла 10, до тих пір поки не пройде перекриття h_I і не з'єднає порожнини a і b із зливними гідролініями 5. При з'єднанні порожнин a і b у останній імпульсно зростає тиск та підтримується за рахунок перепаду тиску на дроселях 13. Під дією імпульсу тиску здійснюється спільний підйом ударного бойка 7 і поршня-золотника 9 та стискання пружини 6. В цей час порожнина b з'єднується із зливними гідролініями 5. Промивочна рідина витікає із порожнин b і a гідроциліндра 3, відбувається падіння тиску, і силова пружина 6 починає розпрямлятися за рахунок накопиченої енергії пружної деформації. При цьому ударний боек 7 ударяється по заплечикам гідроциліндра 3, який в свою чергу і являється наковальнею, тобто відбувається удар. Відповідно повертається у вихідне положення поршень-золотник 9 і перекриває доступ рідини з порожнини a в порожнину b , тобто від'єднує зливні гідролінії 5 від напірних гідроліній 11, залишок рідини у підпоршневій порожнині b зменшує удар поршня-золотника 9 в місті контакту фасок за рахунок демпфування. Система переходить у вихідне положення і робочий цикл повторюється.

Аналіз робочого процесу і складання динамічної моделі: Аналіз конструктивної схеми гідроударника показує, що механізм даного типу представляє собою гідромеханічну систему, яка складається з твердих елементів в поєднанні з рідинними елементами. Для дослідження гідромеханічних систем з розподіленими вздовж осей координат параметрами – масою, пружними і дисипативними силами, застосовують диференціальні рівняння в частинних похідних, загальний розв'язок яких не завжди прийнятний для прикладних інженерних задач. Також значно ускладнює процес дослідження і нелінійний характер більшості діючих в системі сил.

Для гідромеханічної системи гідроударника виконується умова, що частота періодичної дії віброзбуджувача гідроімпульсного приводу на гідросистему менше її першої резонансної частоти. Це дозволяє не враховувати хвильові процеси і розглядати канали гідроліній такими, що деформуються у поперечному перерізі безінерційно, основні параметри мас, пружних та деформуючих елементів розглядати приведеними, та використовувати звичайні диференціальні рівняння для дослідження динаміки процесів [4].

На основі запропонованої структурно-розрахункової схеми гідроударника (рис. 2) проведено аналіз робочого процесу та розроблені спрощені динамічні моделі кожної фази руху поршня-золотника та ударного бойка відповідно масами m та M .

Перша фаза – це рух поршня-золотника m до повного стискання контактної пружини жорсткістю k_I . Зусилля стискання контактної пружини P_k розраховується за

умови $P_k \leq k_I h$, яке менше зусилля P_n налагодження регулювальної пружини P_n спрацьовування системи розподілення. Попередній рух поршня-золотника завершується притисканням останнього до бойка-ударника. При цьому напірні гідролінії і порожнина a не з'єднані з порожниною b та зливними гідролініями. Динамічну модель першої фази руху можна представити у вигляді одномасової моделі (рис. 3, а), у якій крім пружних сил також враховані сили опору $\sum R_I$. Рух маси m розглядається по координаті x_I під дією тиску $p_{ul}(t)$, що утворюється в порожнині a та діє на площу S_I .

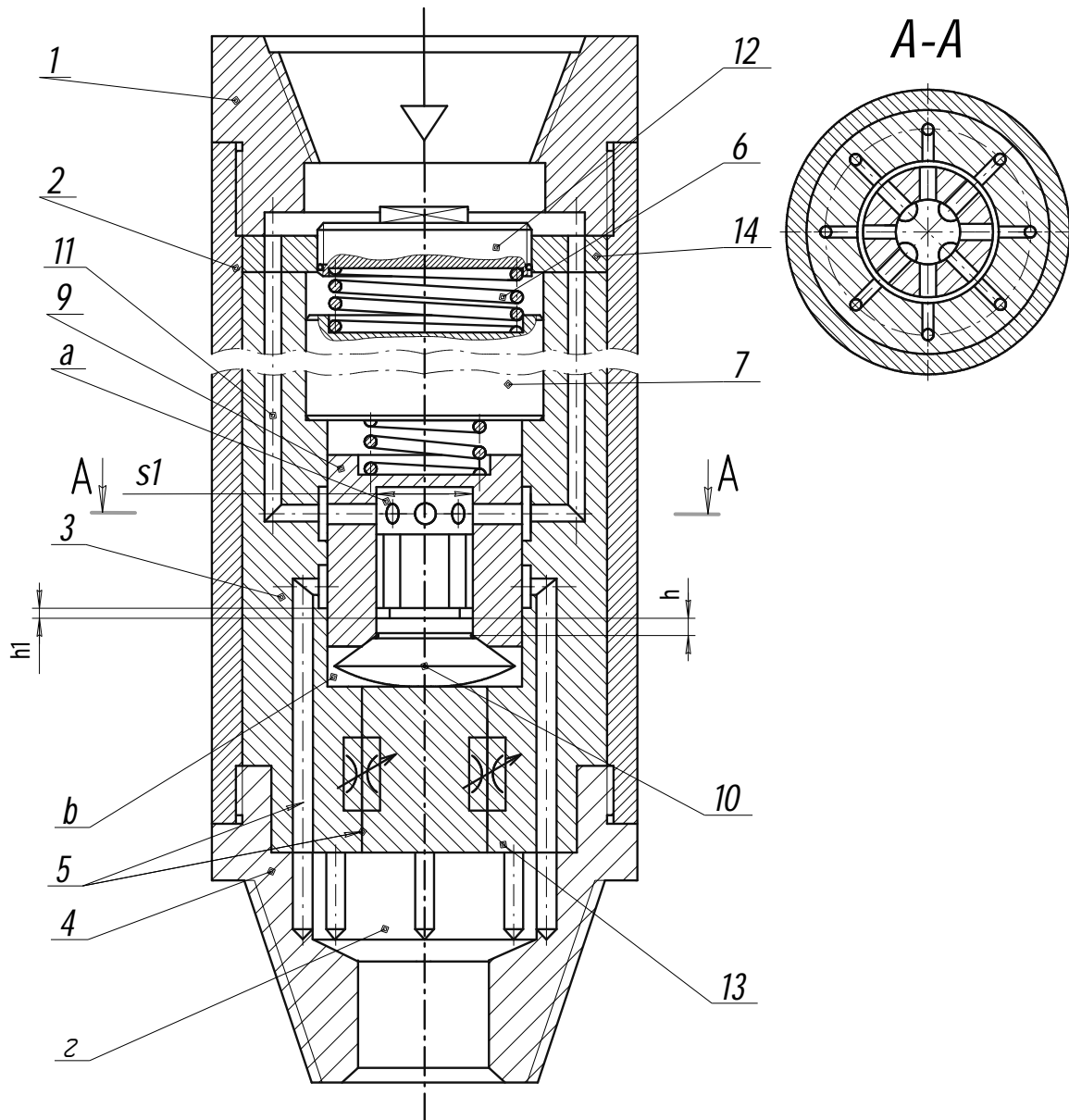


Рис. 1. Конструктивна схема гідроударника:

1 і 4 – верхній і нижній перехідник, 2 – корпус гідроциліндра, 3 – гідроциліндр, 5 – зливні гідролінії, 6 – силові пружини, 7 – ударний боек, 8 – контактна пружина, 9 – поршень-золотник, 10 – самоустановлююче сідло, 11 – напірні гідролінії, 12 – регулювальний гвинт, 13 – форсунки-дроселі, 14 – кришка

Друга фаза починається із спільного руху по координаті x_{II} приведеної маси $m+M$ поршня-золотника та поршня-ударника (рис. 3, б). Початок руху визначається досягненням у системі тиску $p_{ц1}(t)=p_{н}$, що діє на площу S_1 та перевищує зусилля пружини $P_{н} \leq p_{н} S_1$. У момент $x_{II}=h_1$ порушується герметичність перекриття доступу рідини з порожнини a у порожнину b . В останній формується імпульс сили P_i за рахунок миттєвого збільшення площі до S_2 ($S_2 \gg S_1$). Фактично рух приведеної маси $m+M$ відбувається під дією цього імпульсу, що визначає її початкову швидкість

$V_o = \frac{P_i}{m+M}$. Тому динамічна модель другої фази робочого процесу теж може бути представлена у вигляді одномасової. Ця фаза закінчується в момент максимального стиснення пружини k_2 . Якщо знехтувати силами тертя, то

$$\frac{(m+M)V_o^2}{2} = \frac{k_2 x_{I \max}^2}{2}, \quad x_{I \max} = V_o \sqrt{\frac{m+M}{k_2}}$$

Третя фаза починається рухом ударного бойка по координаті x_{III} та поршня-золотника по координаті x_{III} вниз. Цей рух відбувається під дією сили стисненої пружини $k_2 \cdot x_{I \max}$.

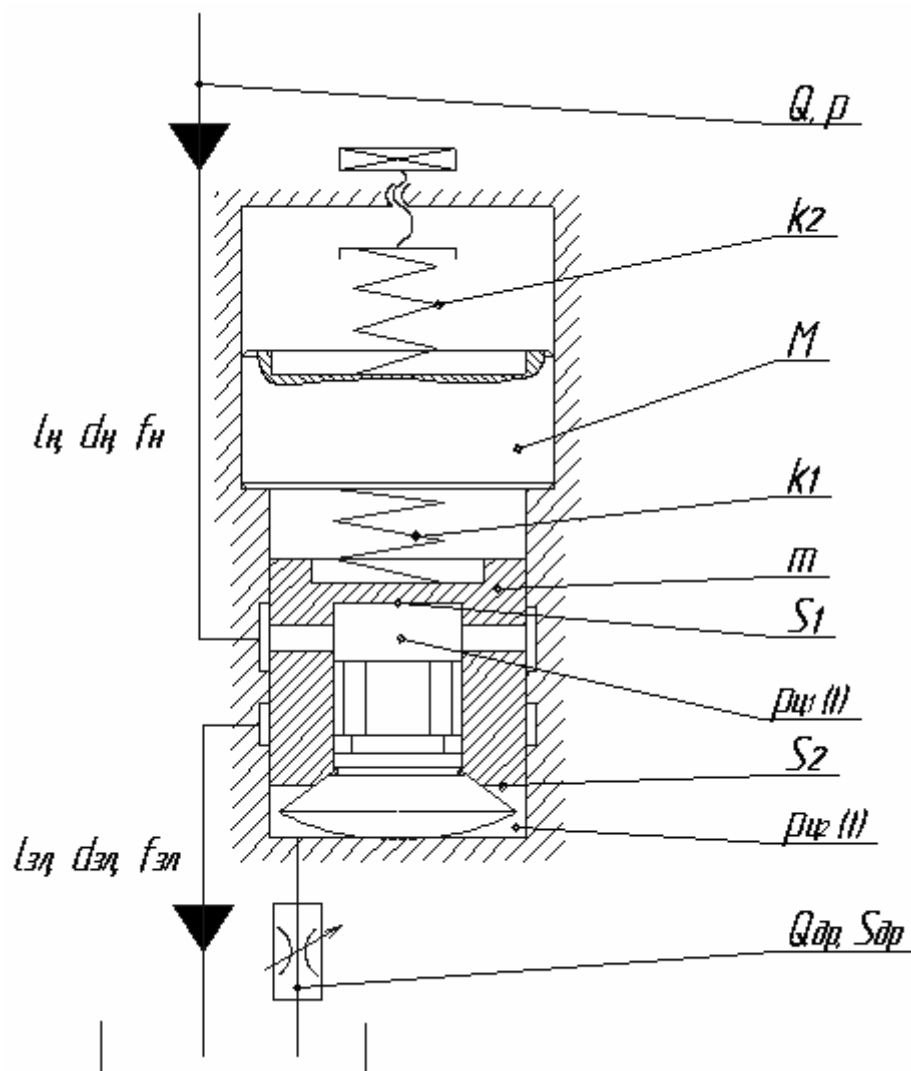


Рис. 2. Структурно-розрахункова схема гідродарника

Приведені довжина $l_n, l_{зл}$, діаметр $d_n, d_{зл}$ та площа $f_n, f_{зл}$ прохідного перетину напірної та зливної гідроліній; Q – витрати насосу; $Q_{др}$ – витрати на дросельному отворі та площа його прохідного отвору $S_{др}$.

Динамічна модель цієї фази робочого процесу наведена на рис. 3, в. В моделі враховані відповідно сили опору рухові маси M ($\sum R_{III M}$) та маси m ($\sum R_{III m}, p_{u2}(t) \cdot S_2$). Закінчується ця фаза в момент удару маси M по заплечикам корпусу гідроударника. Якщо вважати, удар абсолютно жорстким і відсутній відскок, то на цьому третя фаза завершується.

Четверту фазу слід розглядати як гальмівний рух маси m поршня-ударника з початковою швидкістю набутою в момент закінчення третьої фази руху при його посадці на самовстановлююче сідло та витисненні рідини з порожнини b через дросельний отвір під дією контактної пружини k_I (рис. 3, г).

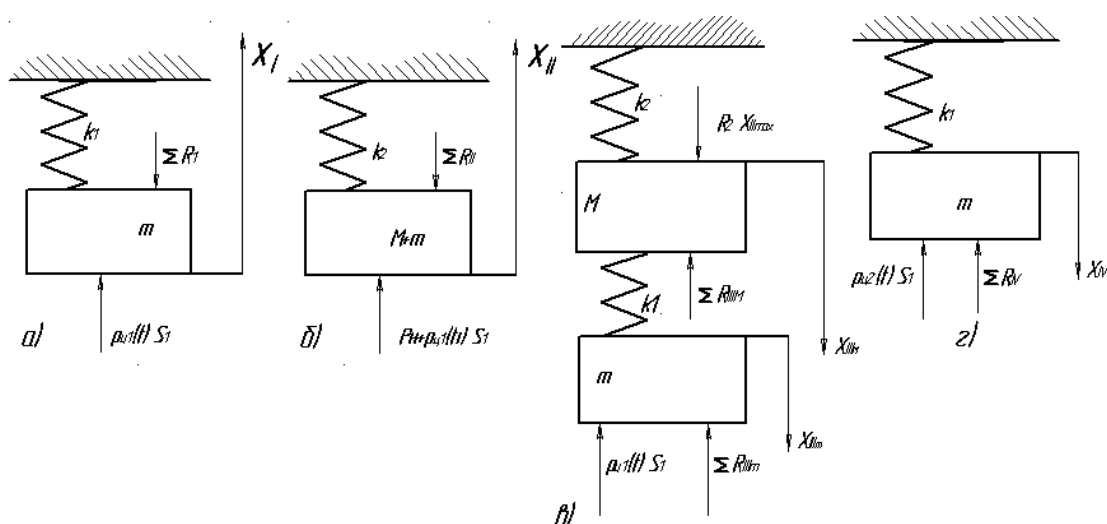


Рис.3. Динамічні моделі для розрахунку: а) - першої фази роботи гідроударника, б) - другої фази, в) - третьої фази, г) - четвертої фази

Висновок: Приведений аналіз робочого процесу гідроударника дозволив виділити чотири основних фази руху мас поршня-золотника і ударного бойка та розробити відповідні одно- і двомасові динамічні моделі використані для складання математичних моделей руху мас у вигляді звичайних диференціальних рівнянь та подальшого їх дослідження з метою визначення оптимальних співвідношень конструктивних параметрів розробленої конструкції гідроударника.

Список літератури: 1. Дудля Н. А. Буровые машины и механизмы. – Киев, Донецк: Вища шк.. Головное изд-во, 1985. – 176 с. 2. Н. И. Корнилов, Н. Н. Бухарев, А. Т. Киселев и др. Под ред. Н. И. Корнилова, Буровой инструмент для геологоразведочных скважин: Справочник. – М.: Недра, стр.344 с. 3. Колесников Н. А. Процессы разрушения горных пород и пути ускорения бурения. – М.: ВНИИОЭНГ. 1985. Сер. Бурение. – 40 с. 4. Іскович-Лотоцький Р.Д. Основи розрахунку гідравлічних інерційних вібропрес молотів (структурна схема і динамічна модель) // Промислова гідравліка і пневматика.-2004.-№1(3). с. 76-82.

Сдано в редакцію 30.05.05
Рекомендовано д.т.н., проф. Бутенко В.И.