

УДК 621.86/87+621.22

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДУ КОВША АКТИВНОЇ ДІЇ

І.В. Коц

Постановка проблеми

Для ефективної і високопродуктивної роботи землерийних машин при розробці міцних талих і мерзлих, скельних і напівскельних ґрунтів необхідно їх заздалегідь розпушувати. Для їх розпушення виконують буропідривні роботи або застосовують спеціальні додаткові вузли ударно-вібраційної дії, якими облаштовуються екскаваторні ковші [1–5]. Залежно від потужності і конструкції ковша активної дії, подібні розпушувачі можуть успішно працювати на різних гірських породах і ґрунтах. Їх використовують в дорожньому, залізничному і гідротехнічному будівництві, а також при розробці кам'яних кар'єрів і в гірничорудній промисловості. Таким чином, подальша розробка і вдосконалення конструкцій екскаваторних ковшів активної дії та їх систем приводів – один з перспективних напрямів в області техніки розробки мерзлих ґрунтів і скельних порід.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Аналіз відомих публікацій показав, що найбільш ефективними і досконалими серед екскаваторних ковшів активної дії (для прямої чи зворотної лопати) є ковші, що обладнані спеціальними зубами у вигляді пневмомолотів або гідромолотів, які вмонтовують всередині його порожнистого днища [1–3]. Це устаткування досить ефективно використовувати при невеликих об'ємах робіт в обмежених умовах, де воно дозволяє ліквідувати важку ручну працю з відбійними молотками. Основним конструктивним вузлом, який визначає ефективність і надійність ковшів активної дії є їх привід. Серед відомих видів приводів найбільше розповсюдження, як привід для ударно-вібраційних вузлів ковшів активної дії, отримали пневматичні і гідравлічні. Детальне вивчення існуючих гідроприводів автоматичної циклічної дії, які використовуються для приводу ударно-вібраційних вузлів різного технологічного призначення показало, що найбільш перспективними є гідроімпульсні приводи. У таких приводах використовується для здійснення зворотно-поступальних робочих ходів виконавчого органу попереднє накопичення потенціальної енергії на один робочий хід машини за допомогою механічного або гідравлічного акумулятора. Передача накопиченої енергії, що періодично повторюється, здійснюється спеціальним пристроєм – імпульсним клапаном [2–4, 7, 8]. Як наголошується у ряді публікацій гідроімпульсний привід наділений достатньо високою енергоємністю і значною швидкістю, дозволяє легко змінювати параметри коливань в процесі вибору оптимальних технологічних режимів.

Формулювання мети і задач

Необхідно провести аналіз динаміки робочого процесу ударно-вібраційного вузла з гідроімпульсним приводом для екскаваторного ковша активної дії, дистанційне керування яким здійснюється за тиском автоматичним імпульсним клапаном; вивчити особливості функціонування і розробити математичну модель, за допомогою якої будуть визначені і обґрунтовані основні робочі параметри і отримані характеристики досліджуваного ударно-вібраційного вузла.

Виклад основного матеріалу

Принципова схема гідроімпульсного приводу ковша активної дії показана на рисунку [6]. Працює ударний вузол із гідроімпульсним приводом так. У початковому положенні двоступінчатий імпульсний клапан 1, підтиснутий регульованою пружиною 3 до установочного сидла, відсікає взаємозв'язок напірної магістралі 12 із зливною розточкою 2. Двокромковий золотник 6, відтиснутий пружиною 7 в крайнє ліве положення, за допомогою своїх робочих кромки і кільцевих розточок в корпусі зв'язує поршневу порожнину 8 і злив. При включенні насоса 14 в напірній магістралі 12 підвищується тиск робочої рідини, яка, поступаючи в штокову порожнину 11, переміщає поршень-бойок 10 в крайнє праве положення (холостий хід). Одночасно через зворотний клапан 9 заряджає гідропневмоакумулятор 5. Після досягнення поршнем-бойком

10 крайнього правого положення тиск робочої рідини в напірній магістралі збільшується до заданого, на який налаштований двоступінчатий імпульсний клапан 1, і останній відкривається. При цьому тиск в закритій порожнині 15, яка утворена ступенями клапана 1, а також сполученій з нею каналом порожнині 4, підвищується, внаслідок чого двокромковий золотник 6 під дією тиску робочої рідини на його торець переміщується в крайнє праве положення, сполучаючи поршневу порожнину 8 з гідропневмоакумулятором 5. Одночасно в результаті дії робочого тиску на повну площу поперечного перерізу верхнього ступеня двоступінчатого імпульсного клапана 1, останній різко піднімається в крайнє положення, сполучаючи при цьому штокову порожнину 11 із зливною розточкою. Рідина, що поступає в поршневу порожнину 8, під тиском розрядки гідропневмоакумулятора 5 розгонить поршень-бойок 10 до зіткнення з робочим інструментом – екскаваторним зубом 13. Тиск в гідросистемі спадає до зливної. Двоступінчатий імпульсний клапан 1 закривається, а двокромковий золотник 6 повертається в початкове положення. Далі цикл повторюється в автоматичному режимі.

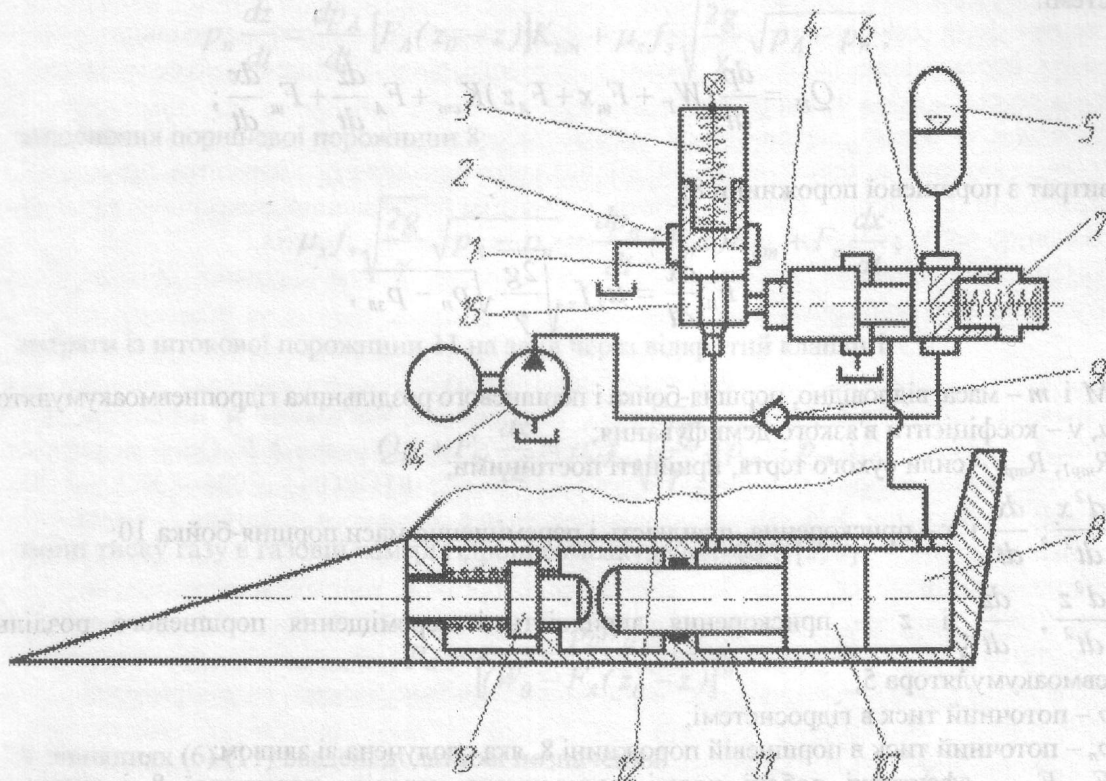


Рис. 1. Принципова схема ударного вузла ковпа активної дії

При складанні диференціальних рівнянь, що описують математичну модель даного гідроприводу, прийняті такі припущення: температура робочої рідини у гідросистемі постійна; витoki із гідросистеми не враховуються, внаслідок малої їх величини; у зв'язку з невеликою протяжністю трубопроводів гідравлічними втратами в них і хвильовими процесами нехтуємо; коефіцієнт стисливості $K_{ст}$, який характеризує сумарний ефект стисливості робочої рідини і деформації сполучних трубопроводів, приймається постійним; об'єми порожнин 4 і 15 вважаються малими і в розрахунках не враховуються; коефіцієнти витрат μ_z через робочі вікна двокромкового золотника 6 і коефіцієнт витрат μ_k через відкритий двоступінчатий імпульсний клапан 1 вибираються постійними; спрацювання двоступінчатого імпульсного клапана 1 і перемикання двокромкового золотника 6 вважається релейним, тобто відбувається за відносно короткий час в порівнянні з часом робочого або холостого ходу [8]; тиск на зливні приймається постійним ($p_{зл} = 0,2 \dots 0,3$ МПа); абсолютними значеннями тривалості удару поршня-бойка, зважаючи на його малі значення, нехтуємо; продуктивність Q_n насоса 14 приймається постійною, тобто незалежною від тиску в гідросистемі.

Цикл роботи гідравлічного ударного вузла можна розділити на дві основні фази: холостий і робочий хід поршня-бойка 10. Ці фази можуть бути подані у вигляді такої системи

диференціальних рівнянь:

руху поршня-бойка 10:

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} + \alpha \frac{dx}{dt} + R_{mp1} \text{sign} \frac{dx}{dt} = pF_u - p_n F_n; \quad (1)$$

руху поршневого роздільника гідропневмоакумулятора 5:

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} + \nu \frac{dz}{dt} + R_{mp2} \text{sign} \frac{dz}{dt} = pF_A - p_e F_A; \quad (2)$$

рівняння гідравлічних зв'язків, отриманого з умови нерозривності потоку рідини в гідросистемі:

$$Q_H = \frac{dp}{dt} (W_r + F_u x + F_A z) K_{cm} + F_A \frac{dz}{dt} + F_u \frac{dx}{dt}; \quad (3)$$

витрат з поршневої порожнини 8:

$$F_n \frac{dx}{dt} = \mu_s f_s \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p_n - p_{зл}}, \quad (4)$$

де M і m – маса, відповідно, поршня-бойка і поршневого роздільника гідропневмоакумулятора 5;

α, ν – коефіцієнти в'язкого демпфування;

R_{mp1}, R_{mp2} – сили сухого тертя, прийняті постійними;

$\frac{d^2 x}{dt^2}, \frac{dx}{dt}$ і x – прискорення, швидкість і переміщення маси поршня-бойка 10;

$\frac{d^2 z}{dt^2}, \frac{dz}{dt}$ і z – прискорення, швидкість і переміщення поршневого роздільника

гідропневмоакумулятора 5;

p – поточний тиск в гідросистемі;

p_n – поточний тиск в поршневій порожнині 8, яка сполучена зі зливом;

F_n, F_u – ефективні робочі площі поперечного перерізу поршневої 8 і штокової 11 порожнин, відповідно;

F_A – площа поперечного перерізу поршневого роздільника;

f_s – площа поперечного перерізу робочого вікна двокромкового золотника 6;

g – прискорення вільного падіння;

γ – питома вага робочої рідини;

p_e – поточне значення тиску газу в газовій камері гідропневмоакумулятора, яке визначається з рівняння стану газу [9]:

$$p_e = \frac{p_0 W_0^n}{(W_0 - F_A z)^n}, \quad (5)$$

де p_0 – абсолютний тиск зарядки гідропневмоакумулятора;

W_0 – початковий об'єм газової камери гідропневмоакумулятора;

$F_A z$ – поточний об'єм робочої рідини в гідропневмоакумуляторі;

n – показник політропи, вибраний згідно з рекомендаціями [3,9] в межах $n = 1 \dots 1,4$.

Фаза робочого ходу може бути подана у вигляді наступної системи диференціальних рівнянь:

руху поршня-бойка 10:

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} + \alpha \frac{dx}{dt} + R_{mp1} \text{sign} \frac{dx}{dt} = p_n F_n - p_u F_u; \quad (6)$$

руху поршневого роздільника гідропневмоакумулятора 5:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + v \frac{dx}{dt} + R_{mp1} \text{sign} \frac{dx}{dt} = p_2 F_A - p_A F_A; \quad (7)$$

витрати на заповнення гідропневмоакумуляторної порожнини:

$$p_n \frac{dz}{dt} = \frac{dp_A}{dt} [F_A (z_0 - z)] K_{cm} + \mu_3 f_3 \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p_A - p_n}; \quad (8)$$

заповнення поршневої порожнини 8:

$$\mu_3 f_3 \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p_A - p_n} = \frac{dp_n}{dt} (F_n x) K_{cm} + F_n \frac{dx}{dt}; \quad (9)$$

витрати із штокової порожнини 11 на злив через відкритий клапан 1:

$$Q_H + F_u \frac{dx}{dt} = \mu_k f_k \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p_u - p_{zn}}; \quad (10)$$

зміни тиску газу в газовій камері гідропневмоакумулятора 5 [3, 9]:

$$p_e = \frac{p_0 W_0^n}{[W_0 - F_A (z_0 - z)]^n} \quad (11)$$

В рівняннях (6)-(11) введені додаткові позначення:

z_0 – зміщення поршневого роздільника гідропневмоакумулятора 5 у фазі холостого ходу;

p_u, p_A – поточний тиск відповідно в штоковій порожнині 11 і гідропневмоакумуляторі 5;

f_k – площа прохідного перерізу відкритого клапана 1.

Аналітичне розв'язування отриманих рівнянь (1)-(11), що описують робочий процес, складне, зважаючи на їх нелінійність. Найбільш доцільним є розв'язування чисельними методами на ЕОМ. Дане завдання вирішувалося поетапно. Результати розв'язування рівнянь фази холостого ходу були початковими для розв'язування рівнянь, що характеризують робочий хід. Отримана математична модель може бути рекомендована до застосування при проектуванні подібних ударно-вібраційних вузлів із гідроімпульсним приводом.

З метою перевірки ефективності роботи ковша активної дії, який був оснащений експериментальним ударно-вібраційним вузлом запропонованої конструкції, була здійснена перевірка його працездатності у виробничих умовах ТОВ «Грань» при виконанні земляних робіт. Експлуатаційний ківш ємністю 0,5 м³ був оснащений 4 активними зубами, взаємодіючими із окремими ударно-вібраційними вузлами, що приводились у дію від гідросистеми екскаватора. Випробування показали працездатність ковша активної дії при розробці мерзлого ґрунту. В процесі його роботи відмічалась достатня стабільність зрізування стружки мерзлого ґрунту. Розрахункова енергія ударів складала 2000–2300 Дж при частоті ходів поршня-бойка 180–240 ход/хв. При цьому швидкість пересування ковша в забої знаходилась в межах 0,28–0,41 м/с,

що незначно відрізнялось від технічної швидкості розробки немерзлого ґрунту (0,4–0,45 м/с) звичайним ковшем без оснащення зубами активної дії. Випробування на даному мерзлом ґрунті звичайного ковша без оснащення до позитивного успіху не привело. Звичайний ківш відтискало від масиву або різання мерзлого ґрунту мало стрибкоподібний характер. Згідно з проведеними розрахунками технічна продуктивність екскаватора, оснащеного запропонованим ковшем активної дії, склала приблизно 22–30 м³/год при висоті забою 2–2,5 м.

Висновки

1. Розглянута принципова схема і особливості робочого процесу ударного вузла із гідроімпульсним приводом для ковша активної дії.
2. Наведено математичну модель динаміки робочого процесу системи, яка складається із насоса, підпружиненого поршня-ударника і пристрою автоматичного керування – імпульсного клапана із двокромковим розподільним золотником, що здійснює поперемінне з'єднання напірної і зливної магістралей.
3. Для кожної фази робочого процесу наведені системи нелінійних диференціальних рівнянь, які описують переміщення рухомих елементів ударного вузла і гідропневмоакумулятора, зміну витрат рідини у кожній із порожнин.
4. Дослідження складеної математичної моделі робочого процесу для гідравлічного ударного вузла екскаваторного ковша активної дії нададуть можливість визначити його оптимальні конструктивні параметри і режими роботи, сприятиме покращенню динамічних характеристик і збільшенню продуктивності при розробки мерзлих і щільних ґрунтів.
5. Проведені випробування експериментального зразка ковша активної дії свідчать про ефективність його практичного застосування.

Використана література

1. Безвзрывная технология добычи полезных ископаемых: состояние и перспективы: Ч. I / Маттис А.Р., Зайцев Г.Д., Лабутин В.Н., Ческидов В.И., Толмачев А.В. Опыт исследований и разработки экскаваторов с ковшом активного действия // ФТПРПИ. – 2004. – № 1. – 126 с.
2. Иванов Р.А., Федулов А.И. Методика расчета ковша активного действия // Строительные и дорожные машины. – 2005. – № 10. – С. 16–21.
3. Гидропневмоударные системы исполнительных органов горных и строительно-дорожных машин // А.С. Сагинов, А.Ф. Кичигин, А.Г. Лазуткин, И.А. Янцен. – М.: Машиностроение, 1980. – 200 с.
4. Митусов А. А. Способы регулирования и настройки импульсных гидроприводов // Горный журнал. – 2003. – № 3. – С. 70–72.
5. Маттис А. Р., Ческидов В. И., Зайцев Г. Д. Техника для безвзрывных технологий на карьерах: состояние и перспективы // Горные машины и автоматика. 2005. – № 3. – С. 11–13.
6. А.с. 1343009 СРСР. Устройство ударного действия для ковша землеройной машины / И.В.Коц, А.Ф.Пономарчук, Н.В.Федотов и др. – Бюл. № 37. – 1987. – С. 48.
7. Иванов М.Е., Коц И.В., Матвеев И.Б. Математическая модель гидропривода возвратно-поступального действия управляемого клапаном-пульсатором // Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. Меж вед. науч. сб. – Вып. 16. – 1980. – С. 49–51.
8. Гидропривод сваепогружающих и ґрунтоуплотняющих машин / М.Е. Иванов, И.Б.Матвеев, Р.Д. Искович-Лотоцкий, И.В.Коц. и др. – М.: Машиностроение, 1977. – 176 с.
9. Богданович Л.Б. Объемные гидроприводы. – К: Техніка. – 172 с.

Коц Иван Васильевич – к.т.н., доцент кафедри ТГП, науковий керівник і завідувач науково-дослідної лабораторії гідродинаміки Вінницького національного технічного університету.