

Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

ПРУЖНО-ДИСИПАТИВНА СТАБІЛІЗАЦІЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ГІДРОІМПУЛЬСНИХ СИСТЕМ ГІРНИЧИХ МАШИН

Вступ. Одним із найбільш ефективних і рентабельних способів руйнування мерзлого ґрунту й твердих порід, а також і бетонних конструкцій є використання ударного робочого органа, що створює значні імпульси спрямованої дії [1-3].

У якості такого змінного робочого органа ударної дії на однокерованих гідравлічних екскаваторах уже в 80-х роках минулого століття широко застосовувалися гідравлічні й пневматичні молоти з енергією удару до 9000 Дж [4].

Ефективність базової машини з гідроприводом досягається поєднанням конструктивних, енергетичних і технологічних параметрів гідроприводу та ударних виконавчих органів з забезпеченням їх функціонування як єдиної гідроімпульсної системи (ГІС) [3; 5].

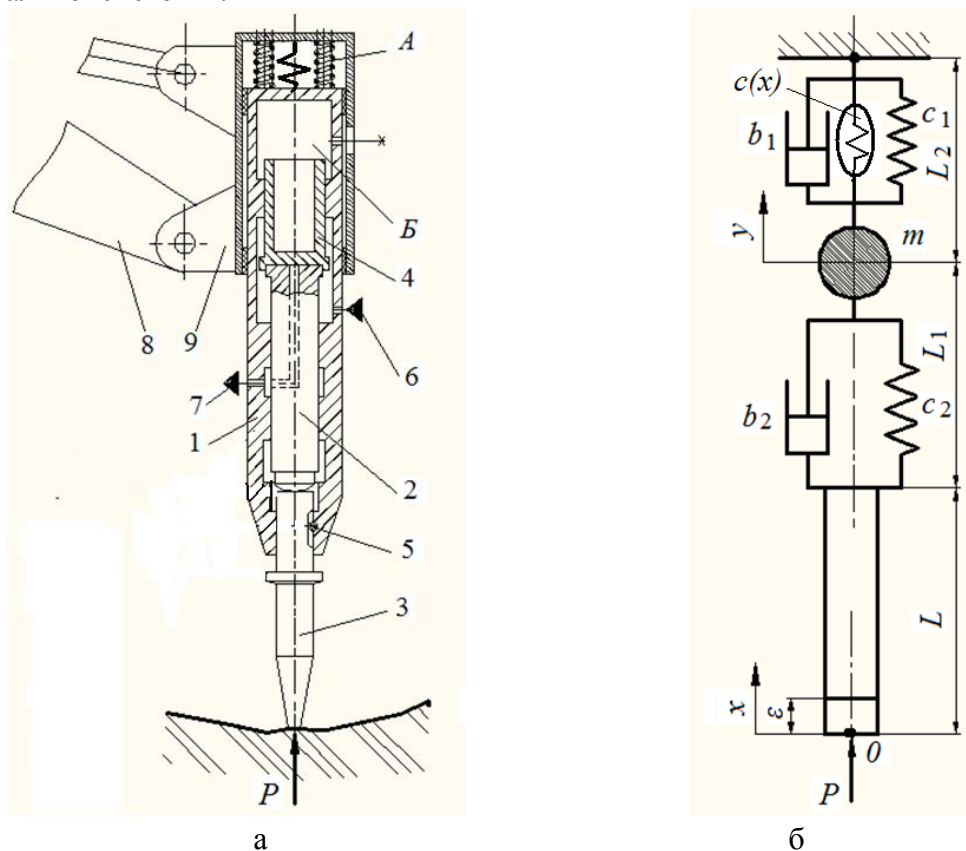
Виконавчим елементом ГІС є гідромолот [5; 6]. Гідромолоти у вигляді змінного робочого обладнання для гірничих машин мають досить широку область застосування й використовуються як за умов проведення відкритих робіт, наприклад, для руйнування негабаритів гірських порід, проведення розкривних робіт при формуванні кар'єрів, розробки мерзлого ґрунту, так і за умов підземних робіт, наприклад, в метробудівництві та для видобутку корисних копалин.

Дослідженню динамічних процесів ударно-хвильового руйнування щільних ґрунтів та гірських порід присвячені роботи наукових шкіл Ю. О. Ветрова [7], В. Л. Баладинського [8], О. Д. Алімова [9], І. А. Свешнікова [10], А. П. Кичігіна [11] та інших. Проведені дослідження дозволяють встановити вимоги до конструкції і параметрів відокремлених ударних виконавчих органів – активних ковшових розпушувачів і гідромолотів. Динамічні характеристики функціонування ударних виконавчих органів відображають технічний рівень і готовність гірничої машини до застосування ефективною експлуатації.

Постановка задачі. Потужність ГІС обмежується впливом динамічних процесів функціонування ГІС, пов'язаним з виникненням реакції віддачі, яка призводить до нестабільного функціонування гірничої машини та зниження надійності елементів її конструкції. Тому важливим є вирішення проблеми стабілізації динамічних процесів ГІС з забезпеченням режиму розподілу енергії гідромолота, який генерує імпульси з заданою частотою [1; 3; 6]. Одним з найбільш ефективних засобів гасіння коливань від реакції віддачі є застосування перехідних пружно-дисипативних елементів з нелінійними та гістерезисними характеристиками [5; 12; 13]. Використання в якості потужного дисипатора енергії гетерогенної ліюфобної системи (ГЛС), як нового робочого тіла, має низку переваг порівняно з використанням класичних робочих тіл з властивостями дисипації: більш ніж на порядок вища питома енергоємність, квазиконденсований стан системи, можливість функціонування з високою частотою механічних навантажень без перегріву та ін. Вдосконалення виконавчих органів гірничих машин, які мають властивості потужної дисипації енергії, на основі ГЛС, в процесі ударно-хвильового руйнування гірських порід, та створення нових імпульсних виконавчих органів гірничих машин дозволяє розв'язати в комплексі проблему взаємодії в системі «людина - маніпулятор – вибій» з можливістю мінімізації енерговитрат на процес руйнування гірських порід при проходці.

Результати роботи. В Київському політехнічному інституті імені Ігоря Сікорського проведені дослідження засобів зниження дії реакції віддачі на базову машину з застосуванням пружно-дисипативних зв'язків, параметри яких розраховані методами скінченних та диференціальних різниць з проведенням експериментальних досліджень. Запропоновані елементи з нелінійними характеристиками: пружина у вигляді хвилевої оболонки та нове термодинамічне тіло-гетерогенна люфтобна система (ГЛС). Слід зазначити, що в задачах з імпульсними навантаженнями виникає проблема моделювання їх впливу на рух механічних систем. Дослідженнями динаміки систем з механічними співударями встановлено, що поведінка систем за умов імпульсних навантажень більш точно відображаються не диференціальними, а різницеvими рівняннями, що в більшості випадків пояснюється вибором різноманітної форми імпульсу, яка описується розривною функцією [14].

На рис. 1 наведена конструктивна (а) та розрахункова (б) схеми ГЛС, як дискретно-континуальної системи .



а – конструктивна схема ГЛС з гідромолотом ГПМ -120 (1 – корпус гідромолота, 2 – бойок, 3 – інструмент, 4 – клапан, 5 – фіксатор, 6 – гідролінія подачі, 7 – гідролінія зливу, 8 – маніпулятор, 9 – телескопічний демпферний кронштейн; А, В – зони формування параметрів жорсткості та дисипації, відповідно c_1, b_1 та c_2, b_2);

б – комбінована розрахункова схема (P – реакція віддачі, m – дискретна зведена маса рухомих елементів до корпусу гідромолота, c_1, b_1 та c_2, b_2 – параметри жорсткості та дисипації відповідно для зон А та Б; $c(x)$ – нелінійна складова жорсткості з можливістю гістерезису; L – довжина інструмента-стержня; L_1, L_2 – геометричні параметри для оцінки переміщень, ε – розрахунковий елемент миттєвого охоплення імпульсом)

Рисунок 1 – Формування комбінованої розрахункової схеми

Сумісний коливальний рух такої системи описується системою диференціальних рівнянь, одне з яких – в частинних похідних, а інше – звичайне. Наявність ударного навантаження моделюється визначенням початкової швидкості для малого елемента стержня довжини ε . Введені позначення: $U(t, x)$ – відхилення перерізу стержня з координатою x від положення рівноваги, t – час; $y(t)$ – відхилення центру дискретного елемента маси m від положення рівноваги; a – швидкість звуку в матеріалі стержня; m – маса дискретного елемента; c_1, b_1 – відповідно зведені жорсткості та коефіцієнти дисипації до корпусу гідромолота; c_2, b_2 – відповідно зведені жорсткості та коефіцієнти дисипації до корпусу телескопічного демпферного кронштейну за динамічними параметрами; L – довжина інструмента – стержня; S – площа поперечного перерізу стержня; L_1, L_2 – граничні розміри для оцінки переміщень, P – ударний імпульс.

Початково-крайова задача розглядається у вигляді:

$$\frac{\partial^2 U(t, x)}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 U(t, x)}{\partial x^2}, \quad 0 < t \leq T, \quad 0 < x < L, \quad (1)$$

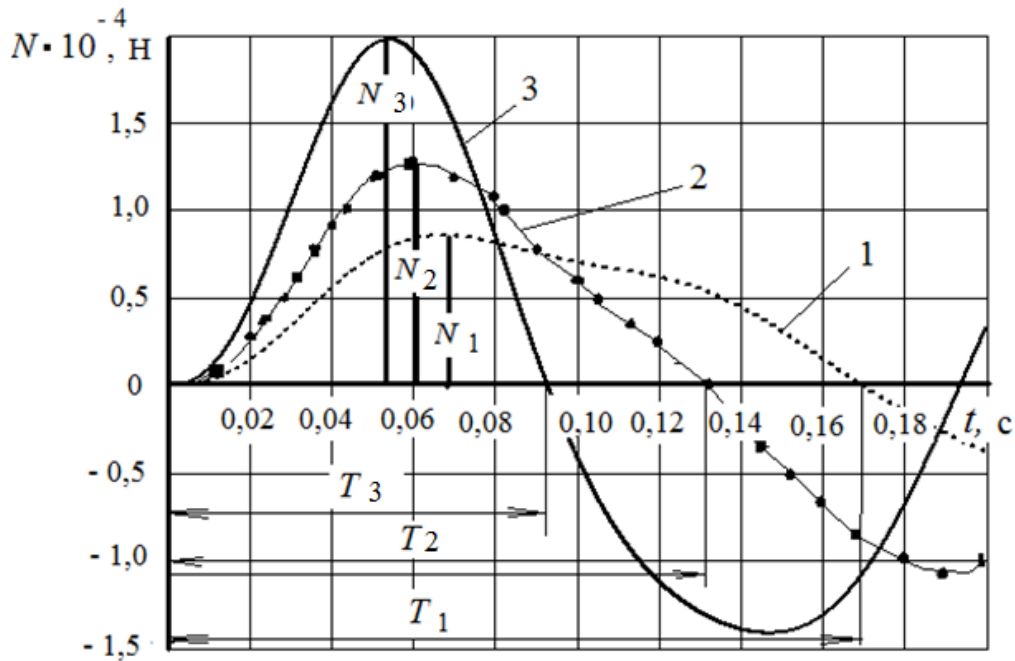
$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = c_2 (U(t, L) - y(t)) + b_2 \left(\frac{d}{dt} (U(t, L) - y(t)) \right) - c_1 y(t) - b_1 \frac{dy}{dt}, \quad 0 \leq t \leq T. \quad (2)$$

Диференціальній задачі (1)–(2), з урахуванням початково-крайових умов, зіставляється дискретна задача з використанням двохшарової різницевої схеми:

$$\frac{u_i^{n+1} - 2u_i^n + u_i^{n-1}}{\tau^2} = \sigma \cdot a^2 \frac{u_{i+1}^{n+1} - 2u_i^{n+1} + u_{i-1}^{n+1}}{h^2} + (1 - \sigma) a^2 \frac{u_{i+1}^n - 2u_i^n + u_{i-1}^n}{h^2} \quad (3)$$

$$m \frac{y^{n+1} - 2y^n + y^{n-1}}{\tau^2} = c_2 (u_N^{n+1} - y^{n+1}) + b_2 \left(\frac{u_N^{n+1} - u_N^n}{\tau} - \frac{y^{n+1} - y^n}{\tau} \right) - c_1 y^{n+1} - b_1 \frac{y^{n+1} - y^n}{\tau}. \quad i = 1, 2, \dots, N-1, \quad n = 1, 2, \dots, M-1 \quad (4)$$

Розроблений на основі рівнянь (3), (4) розроблений обчислювальний алгоритм з верифікацією достовірності числового розв'язку методу скінченних різниць в порівнянні з аналітичним розв'язком методом Фур'є [5] та за умови вхідних параметрів для дослідження, які відповідають параметрам ГПС екскаватора ЭО-4321А з гідромолотом ГПМ-300А: діаметр інструменту 0,135 м; довжина хвильових частин: інструменту $L = 0,96$ м, з розмірами частин (рис. 1) $L_1 = 0,6$ м, $L_2 = 0,6$ м; маса імпульсної системи зведеної до корпусу гідромолота 1100 кг; зведені жорсткості $c_1 = 4,1 \cdot 10^5$ Н/м, $c_2 = 5,6 \cdot 10^5$ Н/м; коефіцієнти дисипації $b_1 = 2,2 \cdot 10^4$ Нс/м; $b_2 = 2,2 \cdot 10^4$ Нс/м; ударний імпульс віддачі від одиничного удару гідромолота $P = 377,494$ Нс; модуль пружності $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па; густина матеріалу хвильоводу (інструмента-стержня) $\rho = 7,8 \cdot 10^3$ кг/м³. Моделюванням встановлені характеристики реакції віддачі при зміні жорсткості зв'язку корпусу гідромолота з базовою машиною. На рис. 3 наведені визначені графіки коливань реакції віддачі для значень жорсткостей зв'язку c_1 відповідно: 1 – $4,1 \cdot 10^5$ Н/м; 2 – $7,1 \cdot 10^5$ Н/м; 3 – $13,1 \cdot 10^5$ Н/м.



1 – $4,1 \cdot 10^5$ Н/м; 2 – $7,1 \cdot 10^5$ Н/м; 3 – $13,1 \cdot 10^5$ Н/м.

Рисунок 2 – Графіки коливань реакції віддачі для значень жорсткості зв'язку c_1 відповідно

Моделюванням встановлено залежності параметрів реакції віддачі на маніпулятор: амплітуда N , частота f в залежності від жорсткостей пружного елемента з жорсткістю c_1 (рис. 3).

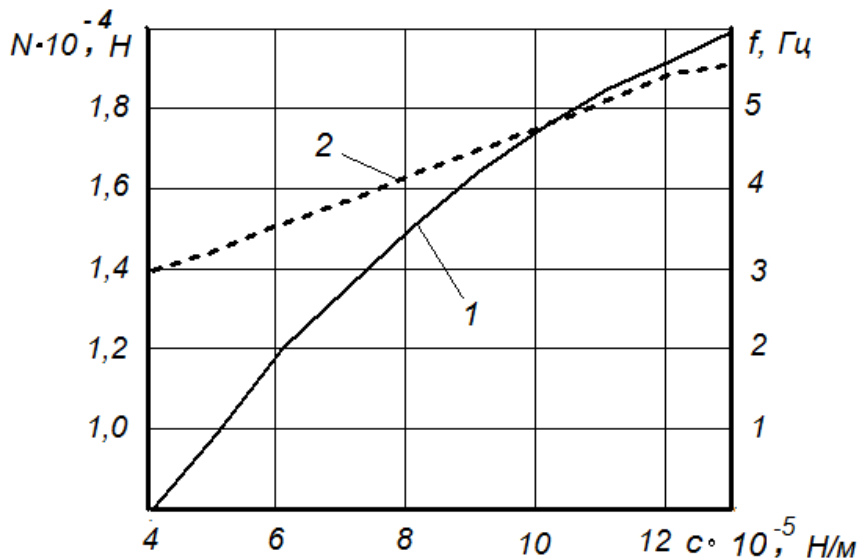


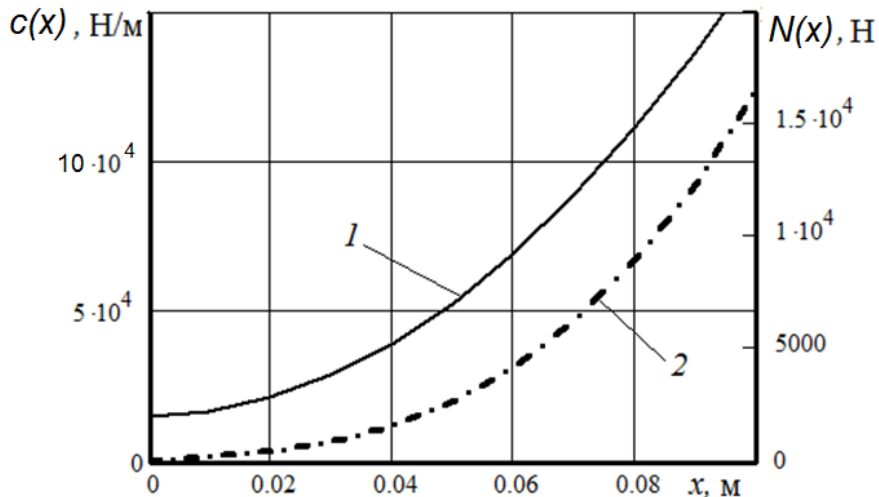
Рисунок 3 – Залежність амплітуди (1) і частоти (2) реакції віддачі від жорсткості системи навішування гідромолота

Характерним є область частот власних коливань (рис. 3) системи, яка лежить в смузі частот, які генеруються гідромолотами 3...5 Гц, що може спричинити резонансні явища.

Проведені експерименти на ЕОМ зі зміною жорсткості $c_1 = c(x)$ за закономірністю зміни силової характеристики перехідного пружного елемента

$$N_{\text{пр}} = (c_0 + c_1 \cdot x^2) \cdot x = c_0 \cdot x + c_1 \cdot x^3.$$

Така «кубічна пружина» має симетричну нелінійну характеристику, яка забезпечує ефективний захист від ударних та вібраційних навантажень (рис. 4). Розроблений конструктивний варіант такого елемента для зв'язку гідромолота з маніпулятором і зв'язку силових елементів рам у вигляді пружної хвилевидної оболонки з силовою характеристикою, яка відповідає характеристиці рис. 4.



1 – жорсткості; 2 – сили опору

Рисунок 4 – Характеристики нелінійного пружного елемента

Аналізом напружено-деформованого стану ряду оболонок встановлено, що вимогам зменшення коефіцієнта динамічності на 25...30 % з характеристикою (рис. 4) задовольняє гнучка оболонка з плоским контуром опираючої [6]. Рівняння поверхні такої оболонки:

$$z = -f \left(1 - \frac{4x^2}{a^2} \right) \left(1 - \frac{4y^2}{b^2} \right).$$

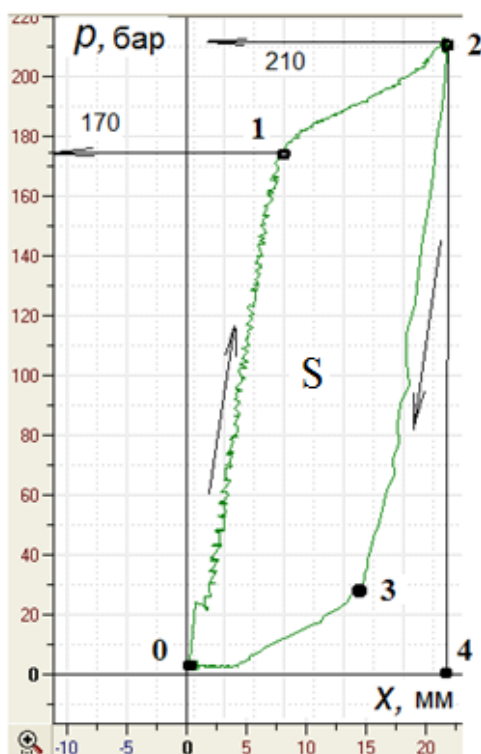
Геометрична поверхня оболонки утворюється множиною парабол, які ортогонально перетинаються. Вибір в якості технологічного вихідного - плоского контуру пов'язаний з технологічними перевагами виготовлення оболонки штампуванням з листового прокату ресорної сталі (наприклад сталі 65 Г), а також її міцністю і жорсткістю та їх варіюванням при зміні характеристик форми поверхні оболонки. Такий підхід виявився досить ефективним при створенні гідравлічних екскаваторів на базі шасі автомобілів. Хвилевидна оболонка в конструкції такого екскаватора установлена між обв'язувальною рамою екскаватора та лонжеронами автомобіля (рис. 5).

Для визначення параметрів напружено-деформованого стану оболонки використаний диференціально-різницевий метод [6], який дозволяє варіювати коефіцієнти, що входять в рівняння поверхні оболонки без додаткової підготовки розрахункової схеми. Це скоротило число експериментів на ЕОМ і підвищило точність результатів в порівнянні з застосуванням методу скінчених елементів або скінчених різниць. Серійне виробництво з застосуванням хвилевидної оболонки здійснено українською компанією «АТЕК» в конструкції гідравлічного екскаватора АТЕК- 011А на базі шасі автомобіля КрАЗ-260.

Для ефективного гасіння коливань в Київському політехнічному інституті імені Ігоря Сікорського проведені дослідження впливу на дисипацію нового термодинамічного тіла – гетерогенної ліюфобної системи (ГЛС). На спеціальному стенді встановлена характеристика ГЛС з гістерезисом (рис. 6).



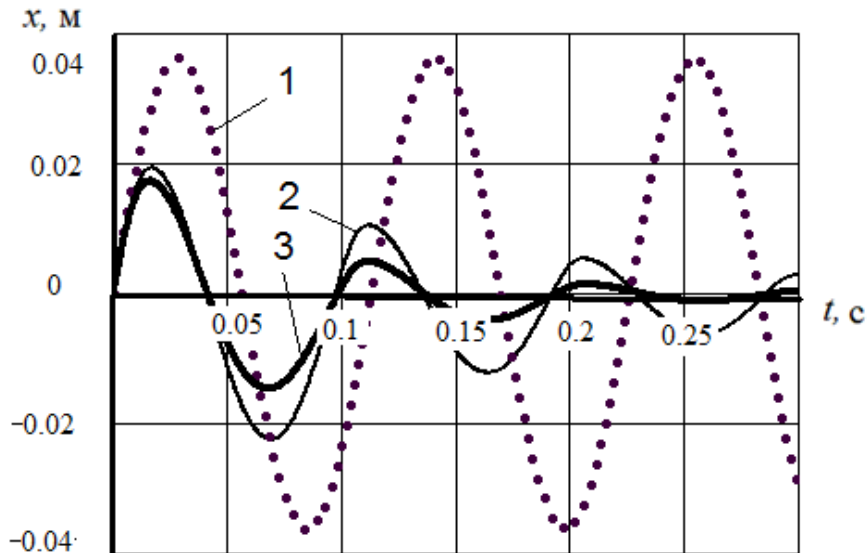
Рисунок 5 – Розташування хвилявидної оболонки 1 між лонжеронами обв'язувальної рами 2 та рами автомобіля 3, 4 – ресорна підвіска шасі автомобіля МАЗ-5550С3



0- 2, 2-0 – криві навантаження-розвантаження відповідно за переміщенням штока, який стискує рідину в гідравлічній камері; 1-2 – процес інтрузії; 3-0 – процес екструзії; S – площа, яка характеризує розсіювання енергії

Рисунок 6 – Результати експериментальних досліджень

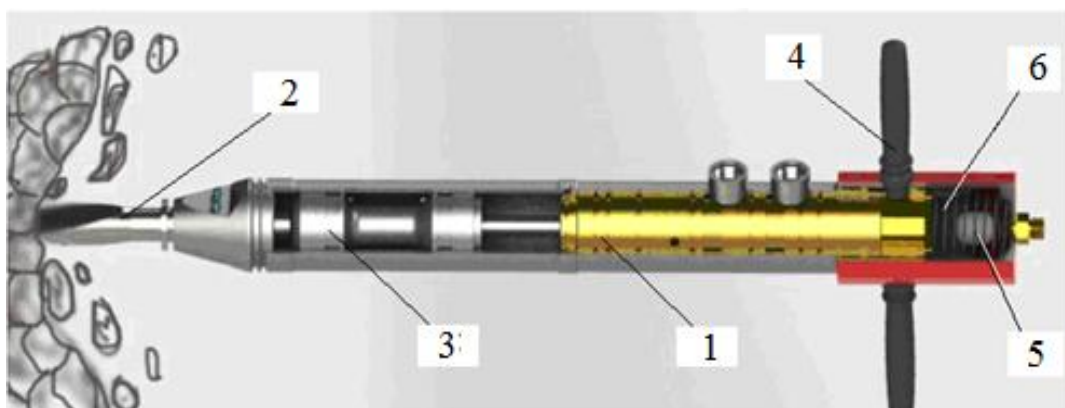
Проведене моделювання коливання системи (рис. 1) з установкою модуля жорсткістю $c(x)$ з ГЛС [5]. Розрахунками побудовані графіки та встановлено вплив ГЛС на процес затухання коливань. Як впливає з наведених графіків (рис. 7) застосування модулю з ГЛС в гідроприводі, значно знижує амплітуду коливань впливом гістерезисних нелінійної жорсткості і дисипації, що і призводить до режиму затухаючих коливань з декрементом затухань в межах 1,4...1,95 в залежності від конструкції демфера [15].



1 – без застосування ГЛС; 2 – з застосуванням ГЛС з урахуванням нелінійності жорсткості; 3 – з урахуванням і нелінійності і гістерезисної дисипації

Рисунок 7 – Графіки коливань зведеної маси

Тому для ручних машин ударної дії, наприклад, гідравлічних відбійних молотків (1) рекомендується поєднання в конструкції віброзахисної рукоятки (4) модуля ГЛС (5) з блоком амортизуючих пружин (6) (рис. 8).



1 – корпус, 2 – інструмент, 3 – бойок, 4 – рукоятка,
5 – модуль ГЛС, 6 – пружинний елемент

Рисунок 8 – Установка модуля ГЛС в конструкції відбійного молотка

Висновки.

1. Одним з найбільш ефективним засобом гасіння коливань від реакції віддачі є застосування перехідних пружно-дисипативних елементів з нелінійними та гістерезисними характеристиками.

2. Розроблена математична модель на основі методу скінченних різниць дозволила встановити залежності параметрів реакції віддачі на маніпулятор: амплітуду та частоту в залежності від жорсткостей пружного елемента. Характерним є область частот власних коливань системи, яка лежить в смузі частот, які генеруються гідромолотами 3...5 Гц, що можливо спричинити резонансні явища.

3. Моделюванням обґрунтована характеристика жорсткості перехідних елементів зв'язку, яка відповідає поліному з характеристикою навантаження у вигляді кубічної параболи і яка дозволяє зменшити коефіцієнт динамічності на 25...30 %. В якості конструктивного елемента з нелінійною характеристикою жорсткості запропонована хвилевидна оболонка, параметри якої розраховані диференціально-різницевою методом і яка серійно впроваджена в конструкцію екскаватора на базі шасі автомобіля.

4. На основі експериментальних досліджень встановлена гістерезисна характеристика інтрузії-екструзії нового робочого тіла – гетерогенної люфобної системи і яка забезпечує збільшення декременту затухань 1,4...1,95 в залежності від конструкції демпфера.

ЛІТЕРАТУРА

1. Машины ударного действия для разрушения горных пород / Д. П. Лобанов, В. Б. Горовиц, Е. Г. Фонберштейн и др. – М. : Недра. 1983. –152 с.
2. Чупров И. В. Взаимосвязь удельной энергии разрушения горной породы с энергией единичного удара // Известия вузов. Горный журнал. – 2004. – № 5. – С. 66–69.
3. Сагинов А. С. Теоретические основы создания гидроимпульсных систем ударных органов машин / А. С. Сагинов, И. А. Янцен, Д. Н. Ешуткин, Г. Г. Пивень. – Алмата : Наука, 1985. – 256 с.
4. Исследование взаимодействия инструмента и горной породы при ударном разрушении / Е. В. Александров, В. Б. Соколинский, Г. М. Захариков и др. – М. : ИГД им. А. А. Скочинского, 1967. – 62 с.
5. Сліденко В. М. Математичне моделювання ударно-хвильових процесів гідроімпульсних систем гірничих машин: монографія / В. М. Сліденко, О. М. Сліденко. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2017. – 220 с.
6. Сліденко В. М. Стабілізація функціонування гірничої машини з імпульсним виконавчим органом : монографія / В. М. Сліденко, С. П. Шевчук. –К. : НТУУ «КПІ», 2010. – 192 с.
7. Ветров Ю. А. Резание грунтов землеройными машинами / Ю. А. Ветров. – Москва : Машиностроение, 1971. - 360 с.
8. Баладинский В. Л. Динамическое разрушение грунтов / В. Л. Баладинский. – К. : Надра, 1971. – 128 с.
9. Алимов О. Д. Графодинамический расчет вращательно-ударных механизмов / О. Д. Алимов, Л. Т. Дворников, И. Д. Шапошников // Труды Фрунзенского политехнического института. – 1971. – № 45. – С. 53–62.
10. Свешников И. А. Влияние взаимного расположения резцов на энергоемкость разрушения прочной горной породы / И. А. Свешников, А. Л. Майстренко, С. Д. Заболотный и др. // Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения : Сб. науч. тр. – К. : ИСМ им. В. Н. Бакуля НАН Украины, 2009. – Вып. 12. – С. 89–93.

11. Кичигин А. Ф. Механическое разрушение горных пород комбинированным способом / А. Ф. Кичигин, С. Н. Игнатов, А. Г. Лазуткин, И. А. Янцен. – М. : Недра, 1972. – 254 с.
12. Eroshenko V. A. A new paradigm of mechanical energy dissipation. Part 1: theoretical aspects and practical solutions // J. Proc. of mechanical Engineers, Vol. 221. Part D: J. of Automobile Engineering. – 2007. – Vol. 221, № 3. – P. 285–300.
13. Єрошенко В. А. Потужна дисипація енергії коливань гірничих машин гетерогенними ліофобними системами/ В. А. Єрошенко, В. М. Сліденко, С. П. Шевчук, В. П. Студенець. – К. : НТУУ «КПІ», 2016. – 180 с.
14. Иванов А. П. Динамика систем с механическими соударениями / А. П. Иванов. – Москва : Международная программа образования, 1997. – 336 с.
15. Пат. 88954 України, E02F 3/04. Пристрій для стабілізації динамічного процесу руйнування міцного ґрунту або гірських порід / В. А. Єрошенко, В. М. В. П. Сліденко, В. П. Студенець [та ін.]; заявник і патентовласник – Київський політехн. інститут ім. Ігоря Сікорського. № 201311667; заявл. 03.10.2013; опубл. 10.04.2014 – 8 с. Бюл № 7.