

УДК 621.879.01

Крупко В. Г., Діхтенко Р. М., Пригода Ж. І.

ОБГРУНТУВАННЯ НАВАНТАЖЕНЬ НА РОБОЧЕ ОБЛАДНАННЯ ОДНОКІВШЕВИХ ЕКСКАВАТОРІВ-МЕХАНІЧНИХ ЛОПАТ

Аналіз парку екскаваторів на кар'єрах України показав, що частка машин, які відпрацювали свій ресурс в середньому складає 85 % від загальної кількості, а основною причиною втрати їх працездатності є пошкодження від втомлення елементів металоконструкції та кінематичних елементів виконавчих механізмів, що виникають в результаті динамічних навантажень. В результаті аналізу встановлено, що основну частину динамічних навантажень сприймає робоче обладнання екскаватора під час копання та стопоріння ковша в забої.

Дослідженню розрахунку, конструювання та вдосконалення механізмів та металоконструкції одноківшових екскаваторів присвячені роботи Н. Г. Домбровського, Ю. А. Ветрова, Р. Ю. Подерни, Д. П. Волкова, Л. И. Штейнвольфа, С. А. Панкратова, А. Н. Зеленіна, В. И. Баловнева, Ю. А. Девяткина та інших авторів [1–4]. З огляду робіт [1–3] встановлено, що велика кількість досліджень присвячена зменшенню динамічних навантажень на виконавчі механізми екскаваторів. Але до теперішнього часу всі методики, для визначення динамічних навантажень не здобули широкого застосування в галузі екскаваторобудування, тому при проектуванні користуються емпіричними залежностями коефіцієнта динаміки $K_d = 1,5–7$, що не дає достатньо точних результатів при визначенні зусиль на металеву конструкцію та виконавчі механізми.

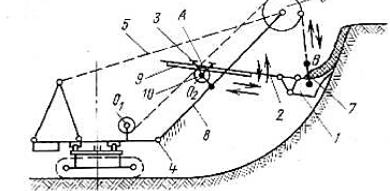
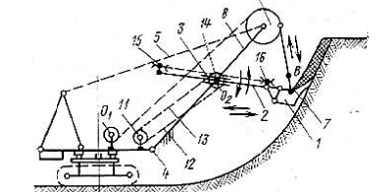
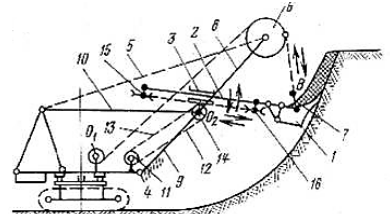
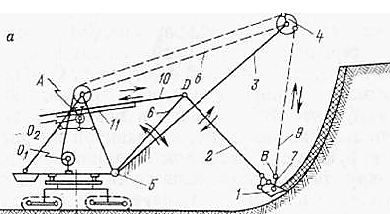
На основі проведених досліджень встановлено, що термін служби металоконструкції та виконавчих механізмів одноківшового екскаватора значною мірою залежить від частоти та характеру виникнення динамічних навантажень, а одним з перспективних напрямків удосконалення робочого обладнання є зменшення динамічних навантажень за рахунок зміни кінематики системи підвісу стріли. В попередніх дослідженнях пристрої для зменшення максимальних динамічних навантажень та гасителі коливань розглядаються з позиції механічних систем з зменшеною жорсткістю та поглинання енергії гасителем коливань. Це обумовлює необхідність пошуку закономірностей взаємодії гасителів коливань з елементами металоконструкції і механізмами екскаватора.

Мета роботи – знаходження динамічних навантажень на виконавчі механізми землерийних машин, які виникають при стопорінні робочого органу і розробка пристроїв, які будуть сприяти гасінню за допомогою оптимізації жорсткісно-масової системи механізму.

У табл. 1 наведені конструктивні схеми виконавчих механізмів і робочого встаткування, які застосовуються на сучасних екскаваторах типу механічна лопата. Загальні елементи властиві більшості конструктивних схем прямих механічних лопат з висувною рукояттю табл. 1 (№ 1–3) складаються з: ковша 1, рукояті 2, утримуваної сідловим підшипником 3 і деталями механізму натиску. Стріла опирається на поворотну платформу за допомогою п'ятового шарніра 4 і підтримується за допомогою підвіски 5. Піднімальний канат від лебідки O_1 проходить через головний блок 6 стріли й у крапці В с підвіскою 7 ковша утворює рухливу ланку. А відмінністю в конструкціях є те що прямі колін-важільні напірні лопати табл. 1 (№ 4) мають рукоять, кінематично не зв'язану зі стрілою й переміщається між стійками двобалочної нерозрізної стріли. Такого роду лопати найпоширеніші із двома системами подачі: зубчасто-рейкової й канатної. Елементами робочого обладнання лопати є ківш 1, рукоять 2, стріла 3 з головними блоками 4 і п'ятою 5, балансир 6, підвіска ковша 7, стрілової поліспаст 8, піднімальний канат 9. У колін-важільних лопат сідловий підшипник А винесений на двоногу стійку, а подача рукояті на вибій здійснюється натисковою балкою 10, переміщуваною за допомогою або зубчасто-рейкової системи 11, або системи канатів. У кінематичному відношенні нерухомою ланкою виконавчого механізму екскаватора є поворотна платформа із двоновою стійкою й стрілою.

Таблиця 1

Основні конструктивні схеми робочого обладнання одноковшевого екскаватора типу прямої механічної лопати

Конструктивна схема	Опис конструкції й роботи
	<p>Екскаватор із зубчато-рейковим механізмом натиску, розташованим на стрілі 8, з передачею зусилля на зубчасту рейку 9 двобалочної рукояті через кремальєрну шестерню 10 з віссю обертання O_2 (точка А);</p>
	<p>Екскаватор з канатним механізмом натиску й нерозрізною стрілою 8. Сідловий підшипник 3 і центральні блоки 14 зміцнюють на осі O_2 у стрілі. Висування рукояті здійснюються лебідкою 11;</p>
	<p>Екскаватор с канатним механізмом натиску і стрілою 6. Шарнір O_2 ділить на дві секції – верхню 8 і нижню 9, підтримувану підкосом 10. Напірна лебідка 11 розташовується на платформі. Висування рукояті здійснюється канатами 12 й 13, які обгинають блоки 14, закріплені на осі O_2 і напівблоки 15 й 16, закріплені на рукояті</p>
	<p>Колін-важільний механізм відтворює рух прямої лопати в результаті обертового руху кремальєрної шестірні навколо осі O_2 і передає напірно-зворотний рух балці 10, шарнірно з'єднаної з балансиром 6. Рукоять і ківш утворюють обертальні пари в шарнірі D й у крапці В. Ківш підвішується до піднімального канату 9 через підвіску ковша 7.</p>

Введення допоміжних елементів в стрілову систему з жорсткістю що змінюється дозволить значно зменшити коефіцієнт динаміки. Прикладом такої системи може бути конструкція наведена нижче (рис.1).

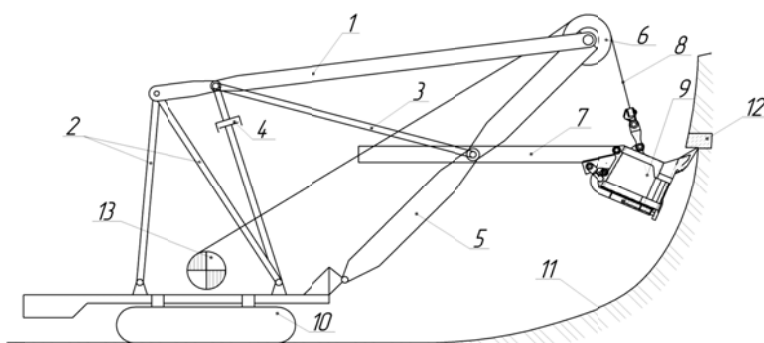


Рис. 1. Конструктивна схема екскаватора з амортизуючими пристроями

Робоче обладнання екскаватора працює таким чином. Під час копання екскаватором ґрунту 11 в ґрунті зустрічаються нездоланні перешкоди 12, які блокують рух ковша 8 з рукояттю 7. При цьому підйомний канат 9 продовжує намотуватись на барабан 13, а рукоять 7 натискати на ґрунт під силою інерції, що веде до виникнення напруження в системі підвісу

стріли та механізмах екскаватора, які передаються через балку 1 та розпірку 3 на л-подібну стійку 2 та переміщують шарнір балки 1 внаслідок чого знижується динамічне навантаження. Після руйнування перешкоди 12 відбувається зрив ковша 8 та розгойдування елементів конструкції в вертикальній площині. Для зменшення цих коливань системи встановлений демпферний пристрій 4.

Проведений аналіз показує, що найбільші динамічні навантаження виходять під час стопоріння механізмів у разі упору виконавчого органу в непереборну перешкоду. Для прикладу розглянемо динамічні навантаження, які діють на механізми підйому одноківшевих екскаваторів, які складаються з двигунів постійного струму, редукторів, барабанів, канатів, робочих органів (рис. 2).

Так як механізм являє собою складну багатомасову динамічну систему, в якій маси рухаються в різних напрямках, то для спрощення розрахунків прийняті такі допущення та обмеження: всі маси редуктора механізму підйому приводимо до одної; жорсткість підвісу стріли приводимо до жорсткості каната; нездоланну перешкоду вважаємо податливою, яка має певну жорсткість; зазори в з'єднаннях не враховуємо, так як двигун створює постійне зусилля.

Кінематична схема механізму підйому (рис. 2), де $M_{об}$ – обертальний момент двигуна, $m_{об}$ – маса якоря двигуна, а також первинного валу редуктора, сполучної муфти; $m_{ред}$ – маса всіх обертальних частин редуктора, вихідного валу, канатного барабана; $m_{во}$ – маса виконавчого органу; w_1 – кутова швидкість якоря двигуна; w_2 – кутова швидкість вихідного валу редуктора; V_3 – лінійна швидкість підйомного каната; C_1 – сумарна жорсткість всіх елементів від двигуна до первинного валу; C_2 – сумарна жорсткість всіх елементів редуктора і барабана; C_3 – жорсткість каната намотуваного на барабан.

Зв'язок із зовнішнім середовищем робочого органу спрощено моделюється за методикою В. И. Баловнева [3], яка передбачає механізм, як сукупність демпфера і пружини.

В результаті спрощення і перетворення отримана трьох масова динамічна система (рис. 2). Математична модель багато масової динамічної системи розділена на елементи, при цьому на кожен з цих елементів діють сили то перед стоячою жорсткості $c_{i-1,i} \cdot (x_i - x_{i-1})$, то після стоячої жорсткості $c_{i,i+1} \cdot (x_{i+1} - x_i)$ і збудливої сили $P_i(t)$. Для данної моделі складемо систему диференціальних рівнянь з рівнянь рухів кожного елемента.

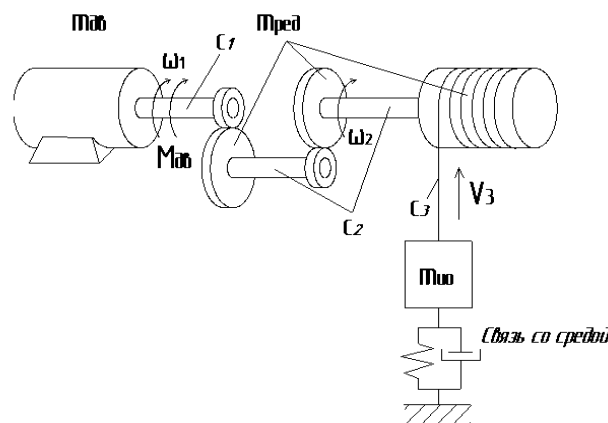


Рис. 2. Кінематична схема механізму підйому

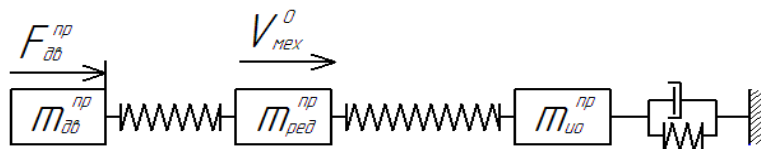


Рис. 3. Перетворена лінійна динамічна модель механізму підйому екскаватора

$$\begin{cases} m_{\text{дв}}^{np} \cdot \ddot{x}_1 - c_{1,2} \cdot (x_2 - x_3) + k_3^1 \cdot \dot{x}_1 = F_{\text{дв}}^{np}; \\ m_{\text{ред}}^{np} \cdot \ddot{x}_2 + c_{1,2} \cdot (x_2 - x_1) - c_{2,3} \cdot (x_3 - x_2) + k_3^2 \cdot \dot{x}_2 = 0; \\ m_{\text{ш}}^{np} \cdot \ddot{x}_3 + c_{2,3} \cdot (x_3 - x_2) - c_{3,0} \cdot x_3 + k_3^3 \cdot \dot{x}_3 = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де $m_{\text{дв}}^{np}$, $m_{\text{ред}}^{np}$, $m_{\text{ш}}^{np}$ – приведені до канату механізму підйому маси двигуна, редуктора і виконавчого механізму; x_1, x_2, x_3 – координати положення мас щодо позиції рівноваги $c_{1,2}, c_{2,3}, c_{3,0}$ – жорсткості системи; k_3^i – коефіцієнт згасання для i -тої маси механізму; $F_{\text{дв}}^{np}$ – сумарне зусилля приводу механізму підйому.

Використовуючи математичний пакет Maple 12, проведемо чисельне рішення системи, задавши початковими умовами. Початкова швидкість $V_{\text{мех}}^0$ – дорівнює номінальній швидкості механізму, початкові координати розраховуються як переміщення від зусилля двигуна. У результаті побудований графік залежності $x_3(t)$ рис. 4.

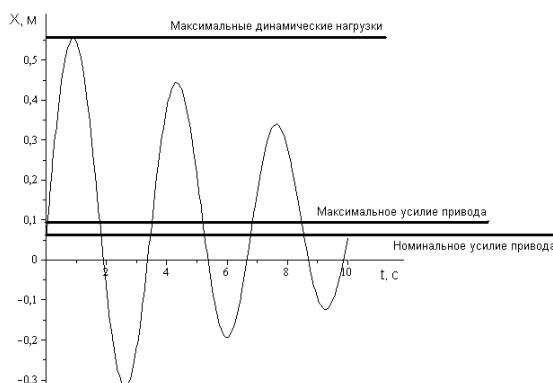


Рис. 4. Залежність динамічних навантажень на робоче обладнання від інерційних параметрів приводу механізму підйому

ВИСНОВКИ

Таким чином на підставі наведеної методики для механізму підйому можливе проведення розрахунків і візуалізації динаміки навантажень на елементи виконавчих механізмів одноківшових екскаваторів. Аналіз отриманих результатів показав, що інерційні навантаження призводять до збільшення максимальних зусиль діючих на елементи механізмів у 6,2 рази. Амплітуда коливання дуже велика і становить більше 3-х секунд. Зниження амплітуди коливань на 12–15 % можливе за рахунок застосування амортизуючих пристроїв, наведених на конструктивній схемі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Штейнвольф Л. И. Динамические расчеты машин и механизмов / Л. И. Штейнвольф – М. : МАШГИЗ, 1961. – 138 с.
2. Крупко В. Г. Оптимизация параметров динамических систем механизмов подъема экскаваторов / В. Г. Крупко, Р. М. Діхтенко // Збірник наукових праць Полтавського національно-технічного університету. – Випуск 3 (25). – Т. 2. – Полтава : 2009. – С. 114–119.
3. Баловнев В. И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин / В. И. Баловнев – М. : Высшая школа, 1981. – 335 с.
4. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний / В. Л. Бидерман – М. : Высшая школа, 1980. – 405 с.