

Дніпродзержинський державний технічний університет
*ДВНЗ «Національний гірничий університет»

РОЗВИТОК ТЕОРІЇ ЗБУРЕНОГО РУХУ БУКСИРОВЩИКІВ КАР'ЄРНИХ АВТОСАМОСКІДІВ

Вступ. В умовах кар'єрів трапляються випадки, коли поламані автосамоскиди не можуть переміщуватися власним ходом, тому постає питання про доставку таких машин при відриві передніх чи задніх коліс від покриття. Такий спосіб доставки здійснюється лише за допомогою спеціально обладнаних буксировщиків, є виключно мобільним, продуктивним, не потребує розміщення водія у автосамоскиді, який буксирується, широко застосовується у світовій практиці. Така схема буксирування конструктивно проста, досить автономна. Разом з тим потребує додаткових досліджень з формування зовнішніх навантажень на підйомно-зчеплювальні пристрої та питань динаміки системи «буксировщик-автосамоскид» для науково обґрунтованого підходу до визначення раціональних параметрів основних силових елементів.

Постановка задачі. Буксировщики, як правило, розробляються на базі кар'єрних автосамоскидів відповідної вантажопідйомності шляхом установалення підйомно-зчеплювальних пристроїв. Параметри таких пристроїв визначаються динамікою збуреного руху системи «буксировщик-автосамоскид». Разом з тим, аналіз досліджень і публікацій [1-3] свідчить про те, що у науковій літературі недостатньо приділяється уваги розробці та створенню буксировщиків.

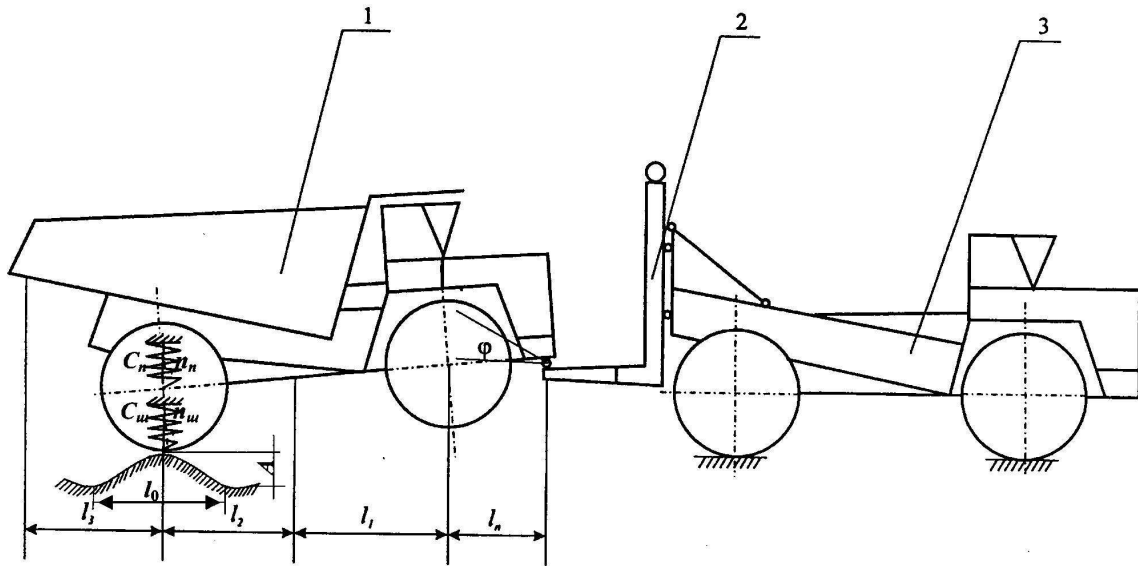
Таким чином, нерозв'язаною частиною загальної проблеми є відсутність науково-методичного забезпечення проектування підйомно-зчеплювальних пристроїв, а метою – подальший розвиток теорії збуреного руху буксировщиків кар'єрних автосамоскидів.

Результати роботи. У плані науково обґрунтованого призначення металомісткості підйомно-зчеплювальних пристроїв вирішальну роль відіграють динамічні навантаження, які характеризуються певними коефіцієнтами динамічності. Формування динамічних навантажень досліджується на шляху вивчення коливань системи «буксировщик-автосамоскид». Для отримання картини кінематичних збурень обрана найбільш важка ділянка технологічної дороги. Заміри параметрів шляху, їх статистична обробка дозволили кінематичне збурення апроксимувати функцією, головна гармоніка якої є синусоїдою з довжиною хвилі $l_0 = 2\text{м}$ і розмахом $A = 0,3\text{м}$.

Схема буксирування автосамоскида захватом спереду при пружній задній підвісці надана на рис.1, де залучені наступні позначення і характерні розміри: l_1 – відстань по горизонталі від передньої осі до центра маси автосамоскида; l_2 – відстань по горизонталі від заднього моста до центра маси автосамоскида; l_3 – відстань по горизонталі від передньої осі до опорної точки автосамоскида; l_4 – відстань по горизонталі від заднього моста до опорної точки кузова.

Диференціальні рівняння коливань автосамоскида отримані у формі рівняння Лагранжа другого роду:

$$\left. \begin{aligned} J_{n1}\ddot{\varphi} + n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2 \varphi - n_n C_n (l_n + l_1 + l_2) y &= 0; \\ - n_n C_n (l_n + l_1 + l_2) \varphi + m_{n3} \ddot{y} + (n_n C_n + n_{uu} C_{uu}) y &= n_{uu} C_{uu} \frac{A}{2} \sin \omega t, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$



1 – автосамоскид; 2 – підйомно-зчеплювальний пристрій; 3 – буксировщик

Рисунок 1 – Схема буксирування зчеплюванням спереду

де $m_{н3}$ – маса невідвіснених частин автосамоскида, кг; v – швидкість буксирування, м/с; J_{n1} – момент інерції відвіснених частин автосамоскида при захваті спереду відносно поперечної осі, яка проходить через опорну точку, кг·м²; n_n – кількість пружних елементів задньої відвіски; C_n – коефіцієнт жорсткості одного пружного елемента задньої відвіски, Н/м; $n_{ш}$ – кількість шин задньої відвіски; $C_{ш}$ – коефіцієнт радіальної жорсткості однієї шини задньої відвіски, Н/м; A – розмах апроксимуючої функції кінематичного збурення, м; ω – кругова частота кінематичного збурення, 1/с.

$$A_1 = n_n n_{ш} C_n C_{ш} (l_n + l_1 + l_2) \times \frac{A}{2} \sqrt{J_{n1} m_{н3} \omega^4 - [J_{n1} n_n C_n + J_{n1} n_{ш} C_{ш} + m_{н3} n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2] \omega^2 + n_n n_{ш} C_n C_{ш} (l_n + l_1 + l_2)^2} \quad (2)$$

$$A_2 = \left[n_n n_{ш} C_n C_{ш} (l_n + l_1 + l_2)^2 \frac{A}{2} - J_{n1} n_{ш} C_{ш} \frac{A}{2} \omega^2 \right] \sqrt{J_{n1} m_{н3} \omega^4 - [J_{n1} n_n C_n + J_{n1} n_{ш} C_{ш} + m_{н3} n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2] \omega^2 + n_n n_{ш} C_n C_{ш} (l_n + l_1 + l_2)^2} \quad (3)$$

Як це виходить з виразу (3), амплітуда коливань невідвіснених мас обертається у нуль при швидкості буксирування

$$v = \sqrt{\frac{n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2 l_0^2}{4\pi^2 J_{n1}}} \quad (4)$$

Безпосередньо з виразів (2) і (3) отримано частотне рівняння

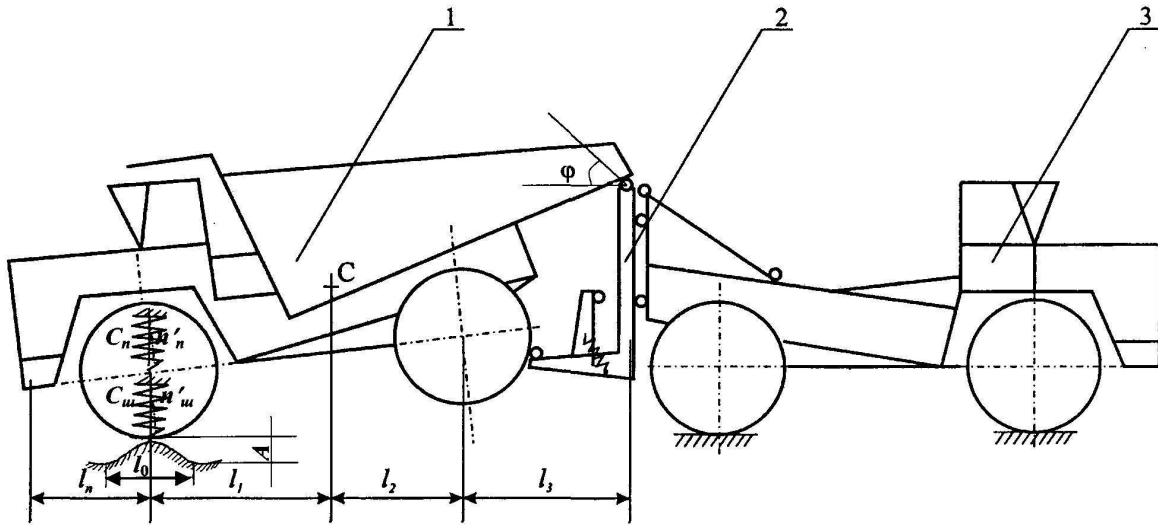
$$J_{n1} m_{н3} (\omega^2)^2 - [J_{n1} n_n C_n + J_{n1} n_{ш} C_{ш} + m_{н3} n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2] \omega^2 + n_n n_{ш} C_n C_{ш} (l_n + l_1 + l_2)^2 = 0 \quad (5)$$

Власні кругові частоти

$$\omega_{1,2} = \left\{ J_{n1}n_n C_n + J_{n1}n_{uu} C_{uu} + m_{H3}n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2 \mp \right. \\ \left. \mp \left[(J_{n1}n_n C_n + J_{n1}n_{uu} C_{uu} + m_{H3}n_n C_n (l_n + l_1 + l_2)^2)^2 - \right. \right. \\ \left. \left. - 4J_{n1}m_{H3}n_n n_{uu} C_n C_{uu} (l_n + l_1 + l_2)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/2} / (2J_{n1}m_{H3})^{1/2} \quad (6)$$

визначають відповідні критичні швидкості буксирування.

Схема буксирування автосамоскида захватом ззаду при пружній передній підвісці наведена на рис.2.



1 – автосамоскид; 2 – підйомно-зчеплювальний пристрій; 3 – буксировщик

Рисунок 2 – Схема буксирування зчеплюванням ззаду

Диференціальні рівняння коливань автосамоскида отримані у формі рівняння Лагранжа другого роду:

$$\left. \begin{aligned} J_{n2}\ddot{\phi} + n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1)^2 \phi - n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1) y = 0; \\ -n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1) \phi + m_{Hn} \ddot{y} + (n'_n C_n + n'_{uu} C_{uu}) y = n'_{uu} C_{uu} \frac{A}{2} \sin \omega t. \end{aligned} \right\}, \quad (7)$$

де m_{Hn} – маса непідресорених частин передньої підвіски, кг; J_{n2} – момент інерції підресорених частин автосамоскида при захваті ззаду відносно поперечної осі, яка проходить через опорну точку, кг·м²; n'_n – кількість пружних елементів передньої підвіски; n'_{uu} – кількість шин передньої підвіски.

Розв'язання системи рівнянь (7) має наступний вигляд:

$$A_1 = n'_n n'_{uu} C_n C_{uu} (l_3 + l_2 + l_1) \frac{A}{2} \left\{ \sqrt{J_{n2} m_{Hn} \omega^4 - [J_{n2} n'_n C_n + J_{n2} n'_{uu} C_{uu} + \right.} \\ \left. + m_{Hn} n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1)^2] \omega^2 + n'_n n'_{uu} C_n C_{uu} (l_3 + l_2 + l_1)^2 \right\}. \quad (8)$$

$$A_2 = \left[n'_n n'_{ш} C_n C_{ш} (l_3 + l_2 + l_1) \frac{A}{2} - J_{n2} n'_{ш} C_{ш} \frac{A}{2} \omega^2 \right] / \left\{ J_{n2} m_{нн} \omega^4 - [J_{n2} n'_n C_n + J_{n2} n'_{ш} C_{ш} + m_{нн} n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1)^2] \omega^2 + n'_n n'_{ш} C_n C_{ш} (l_3 + l_2 + l_1)^2 \right\}. \quad (9)$$

Амплітуда коливань коліс передньої підвіски автосамоскида обертається у нуль при швидкості

$$v = \sqrt{\frac{n_n C_n (l_3 + l_2 + l_1)^2 l_0^2}{4\pi^2 J_{n2}}}. \quad (10)$$

Частотне рівняння:

$$J_{n2} m_{нн} (\omega^2)^2 - [J_{n2} n'_n C_n + J_{n2} n'_{ш} C_{ш} + m_{нн} n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1)^2] \omega^2 + n'_n n'_{ш} C_n C_{ш} (l_3 + l_2 + l_1)^2 = 0. \quad (11)$$

Власні кругові частоти

$$\omega_{3,4} = \left\{ J_{n2} n'_n C_n + J_{n2} n'_{ш} C_{ш} + m_{нн} n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1)^2 \mp \left[(J_{n2} n'_n C_n + J_{n2} n'_{ш} C_{ш} + m_{нн} n'_n C_n (l_3 + l_2 + l_1)^2)^2 - 4 J_{n2} m_{нн} n'_n n'_{ш} C_n C_{ш} (l_3 + l_2 + l_1)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/2} / (2 J_{n2} m_{нн})^{1/2} \quad (12)$$

визначають відповідні критичні швидкості буксирування.

При буксируванні автосамоскида захватом спереду при жорсткій задній підвісці диференціальне рівняння має наступний вигляд:

$$\ddot{\varphi} + \frac{n_{ш} C_{ш} (l_n + l_1 + l_2)^2}{J_1} \varphi = \frac{n_{ш} C_{ш} (l_n + l_1 + l_2)}{2J_1} A \sin \omega t, \quad (13)$$

де J_1 – момент інерції автосамоскида відносно поперечної осі, яка проходить через опорну точку, кг·м².

Розв'язання рівняння (13):

$$\varphi = \frac{A}{2(l_n + l_1 + l_2)} \left| \frac{1}{1 - \frac{4\pi J_1 v^2}{n_{ш} C_{ш} (l_n + l_1 + l_2)^2 l_0^2}} \right| \sin \frac{2\pi v}{l_0} t. \quad (14)$$

Відповідна критична швидкість

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{n_{ш} C_{ш} (l_n + l_1 + l_2)^2 l_0^2}{4\pi^2 J_1}}. \quad (15)$$

При буксируванні автосамоскида захватом ззаду при жорсткій передній підвісці диференціальне рівняння має наступний вигляд:

$$\ddot{\varphi} + \frac{n'_{uu} C_{uu} (l_3 + l_2 + l_1)^2}{J_2} \varphi = \frac{n'_{uu} C_{uu} (l_3 + l_2 + l_1)}{2J_2} A \sin \omega t, \quad (16)$$

де J_2 – момент інерції автосамоскида при захваті відносно поперечної осі, яка проходить через опорну точку, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

Розв'язання рівняння (16) має вигляд:

$$\varphi = \frac{A}{2(l_3 + l_2 + l_1)} \left| \frac{1}{1 - \frac{4\pi^2 J_2 v^2}{n'_{uu} C_{uu} (l_3 + l_2 + l_1)^2 l_0^2}} \right| \sin \frac{2\pi v}{l_0} t. \quad (17)$$

Відповідна критична швидкість

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{n'_{uu} C_{uu} (l_3 + l_2 + l_1)^2 l_0^2}{4\pi^2 J_2}}. \quad (18)$$

Підвищення навантаження на вузли підвіски автосамоскидів при русі по нерівностях доріг характеризується коефіцієнтом динамічності, який залежить від конструктивних особливостей підвіски, параметрів шляху, швидкості руху і визначається наступною залежністю:

$$K_{\partial} = 1 + \frac{h_{\partial}}{h_c}, \quad (19)$$

де K_{∂} – коефіцієнт динамічності; h_{∂} – амплітуда коливань, м; h_c – статичний прогин пружного елемента, м.

На прикладі буксирування автосамоскида БілА3-548 виконано розрахунки коефіцієнтів динамічності в залежності від способу захвату, типу підвіски; відповідні результати наведені у таблиці 1.

Таблиця 1 – Залежність коефіцієнтів динамічності від умов буксирування автосамоскидів БілА3-548

Спосіб захвату, тип підвіски	Швидкість, км/г			
	10	20	30	40
Захват спереду, пружна підвіска	1,3	4,9	Р*	6,5
Захват ззаду, пружна підвіска	1,4	Р*	3,0	2,7
Захват спереду, жорстка підвіска	2,2	7,3	15,8	41,3
Захват ззаду, жорстка підвіска	2,25	7,2	20,0	Р*

Р* – резонансний режим.

Висновки. Розроблена математична модель системи «буксировщик-автосамоскид» враховує тип підвіски автосамоскида, який буксирується, спосіб його захвату, сприяє науково обґрунтованому вибору прийнятих режимів буксирування в

залежності від стану технологічних доріг, у тому числі визначає критичні швидкості, які відповідають появі резонансних режимів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Веселов Г.П. Аналитическое исследование колебаний системы тягач-прицеп / Г.П.Веселов, А.Н.Густомясов, В.И.Колмаков // Известия вузов. Машиностроение. – 1988. – №5. – С.92-97.
2. Лобас Л.Г. Динамическое поведение двухзвенного автопоезда вблизи границы области устойчивости / Л.Г.Лобас, Ю.Л.Ващенко // Прикладная механика. – 1991. – Т.27. – №12. – С.85-91.
3. Бейгул В.О. Исследование динамики нагружения системы «буксировщик-автосамосвал» / В.О.Бейгул // Сб. науч. тр. НГА Украины. – Днепропетровск: НГАУ. – 2002. – №13. – Т.2. – С.8-12.

УДК 622.272:622.257.1

СТУПНИК М.І., к.т.н., професор

Криворізький технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ГІДРАВЛІЧНОГО УДАРУ В ПІРНИЧИХ ВИРОБКАХ І ВИЗНАЧЕННЯ ВЕЛИЧИНИ ПОВНОГО ТИСКУ

Вступ. *Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями.* Аналізом характеристик проривів глинистих порід, які відбулися на шахтах Криворізького басейну, зокрема обсягів винесеної глинистої породи, встановлено факт обмеженої довжини переміщення породи по виробках. На це впливає здатність обводненої глинистої породи швидко віддавати воду, що підтвердилося дослідженнями вологості зразків відібраної глинистої породи, яка протягом 7-10 днів з текучої фази переходила в напівтвердий стан.

Результати досліджень властивостей обводнених глинистих порід, які можуть прорватися у виробки, показують, що вони являють собою важкі суспензії з високою об'ємною густиною. При прориві у виробку під значним статичним тиском вони здатні розповсюджуватися по виробці на певну відстань.

Аналіз досліджень і публікацій. При застосуванні теорії виникнення гідравлічного удару необхідно відзначити, що при розгляді руху по виробках обводненої глинистої породи до неї можуть бути застосовані гідравлічні закони лише у початковій фазі, тобто коли вологість глинистої породи вища від межі текучості. Після зменшення вологості нижче межі текучості починають діяти закони реології [1, 2].

Встановлено, що гідравлічний удар – це виникнення додаткового тиску до того, що вже є в системі. Він виникає при русі рідини (суспензії, пульпи) в обмеженому просторі за наявності перешкоди на шляху руху. При цьому відбувається раптовий перехід кінетичної енергії потоку в потенційну енергію, що спричиняє значне підвищення «ударного» тиску внаслідок суттєвого зменшення швидкості, інколи до нуля.

Втрати тиску по довжині виробки обумовлені дією сил тертя. При русі водонасиченої глинистої породи по виробці працюють закони гідравліки [3].

Для визначення величини гідравлічного удару при переміщенні глинистої маси в *i*-тій точці по шляху руху застосовують закон збереження енергії і переходу потенційної в кінетичну [3].

У роботі [4] Жуковським Н.Е. запропоновано методику визначення підвищення тиску при гідравлічному ударі.