

УДК 629.025:539.4

В.О. Бейгул, Г.Л. Лепетова, Г.О. Щербинська, О.О. Бейгул

**ОБГРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ
ПІДЙОМНО-ЗЧЕПЛЮВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ
БУКСИРОВЩИКІВ КАР’ЄРНИХ АВТОСАМОСКИДІВ**

Постановка проблеми. Прогрес гірничої промисловості тісно пов’язаний з розвитком відкритих розробок корисних копалин, де у транспортному обслуговуванні чільне місце займають автосамоскиди. У складних умовах експлуатації вони часто руйнуються на великій глибині кар’єрів, коли виникає потреба доставки техніки у стаціонарні механічні майстерні для наступного ремонту. В умовах обмеженого простору та великих уклонів технологічних доріг у кар’єрах для цієї мети служать спеціально обладнані буксировщики, які дозволяють оперативно підхоплювати і транспортувати зруйновані автосамоскиди. У кар’єрах технологічні дороги не дозволяють використовувати складні маневри, тому захват і транспортування машин мають відбуватися захватом як спереду, так і ззаду. Ця обставина визначає конструктивні особливості підйомно-зчеплювальних пристроїв, для яких обґрунтування раціональних параметрів складає актуальну наукову задачу.

Аналіз досліджень і публікацій. Буксировщики розробляються на базі автосамоскидів БілАЗ шляхом переобладнання, а саме установки підйомно-зчеплювального пристрою замість кузова. Параметри основних силових елементів підйомно-зчеплювальних пристроїв визначаються з проектувального розрахунку на міцність, який не враховує ряду навантажень, пов’язаних з коливаннями системи “буксировщик-автосамоскид” при русі по нерівностях технологічних доріг.

У роботі [1] окреслена проблема автосамоскидів, відзначається, що у науковій літературі практично відсутні матеріали, присвячені розробці та дослідженню підйомно-зчеплювальних пристроїв. Роботи [2], [3] присвячені динаміці дволанкових колісних машин, вони висвітлюють шлях визначення розрахункових навантажень на несучі конструкції. У роботах [4], [5] описані нерівності, які трапляються на

технологічних дорогах і спричиняють підвищення динамічних навантажень.

Нерозв’язана частина загальної проблеми. Разом з тим ці роботи не торкаються визначення параметрів конкретної конструкції підйомно-зчеплювального пристрою.

Мета роботи, таким чином, полягає у розробці алгоритму визначення параметрів основних силових елементів, методики проектувального розрахунку на міцність конструкції підйомно-зчеплювального пристрою буксировщиків кар’єрних автосамоскидів.

Викладення основного матеріалу. Підйомно-зчеплювальний пристрій може мати конструктивні особливості, але принципово складається з двох вузлів: нерухомої та рухомої штанг. Нерухома штанга – балочна конструкція, яка кріпиться до рами базової машини і має відповідні пристрої для переміщення рухомої штанги. Рухома штанга містить у собі два вузли захвату автосамоскида, переміщується у направляючих пристроях нерухомої штанги. Переміщується рухома штанга за допомогою гідравлічного чи пневматичного приводів. В залежності від місця захвату – за передній бампер чи за задню поперечину кузова – у роботу включається нижній або верхній вузли захвату рухомої штанги відповідно.

На рис. 1 представлена розрахункова схема підйомно-зчеплювального пристрою, де мають місце наступні позначення: 1 – штанга рухома; 2 – штанга нерухома; 3 – гідроциліндр підйому; 4 – кронштейн кріплення нерухомої штанги до рами буксировщика. При захваті спереду навантажується нижній вузол, при захваті ззаду навантажується верхній вузол рухомої штанги. Навантаження основних елементів підйомно-зчеплювального пристрою описується наступними розрахунковими випадками: 1. Навантаження нижнього вузла рухомої штанги вертикальною силою F_{y1} при підйомі автосамоскида. 2. Навантаження верхнього вузла штанги вертикальною силою F_{y2} при підйомі автосамоскида. 3. Навантаження нижнього вузла рухомої штанги вертикальною силою F_{y3} та поздовжньою силою F_{x3} . 4. Навантаження верхнього вузла рухомої штанги вертикальною силою F_{y4} та поздовжньою силою F_{x4} при буксируванні автосамоскида. 5. Навантаження нижнього вузла рухомої штанги вертикальною силою F_{y5} , поздовжньою силою F_{x5} та

поперечною силою F_{z5} при зрушенні з місця та асиметричному навантаженні. 6. Навантаження верхнього вузла рухомої штанги вертикальною силою F_{y6} , поздовжньою силою F_{x6} та поперечною силою F_{z6} при зрушенні з місця та асиметричному навантаженні.

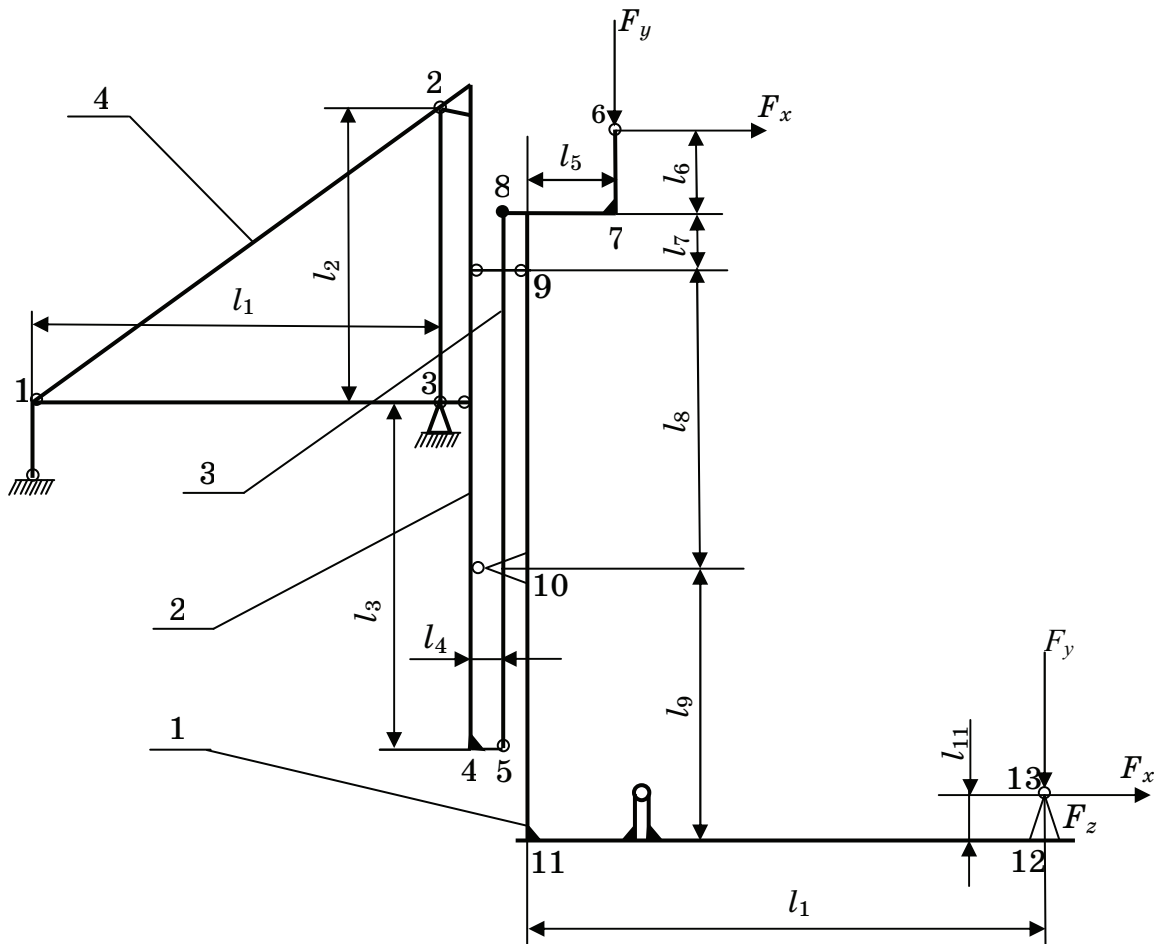


Рисунок 1 – Розрахункова схема підйомно-зчеплювального пристрою

Розроблена математична модель формування розрахункових навантажень покладена в основу оптимізації підйомно-зчеплювальних пристроїв буксировщиків. Оптимізація проводиться за критерієм мінімальної металомісткості шляхом розглядання вірогідних силових елементів та комбінацій внутрішніх силових факторів. Основна ідея оптимізації полягає в наступному. Конструктивні елементи мають розміщуватися таким чином, щоб забезпечити найкоротший шлях у передачі зусиль. При сприйнятті моментних навантажень відповідні силові елементи конструкції, окремих профілів мають бути максимально рознесені. Це збільшує зовнішні габарити, але зменшує

зусилля, які реалізують моменти, і, як наслідок, металомісткість конструкції.

На основі викладеного пропонується наступний алгоритм вибору раціональних параметрів підйомно-зчеплювального пристрою. У транспортному положенні рухома штанга має замикатися на кронштейні кріплення нерухокої штанги, тобто $l_2 = l_8$, а точки 2 і 9, 3 і 10 (рис. 1) мають співпадати. З шести розрахункових випадків вибираємо найбільш жорсткі для кожного з силових елементів підйомно-зчеплювального пристрою. Навантаження опорних вузлів рухоєї штанги визначаються центровка автосамоскидів, які буксируються (рис. 2).

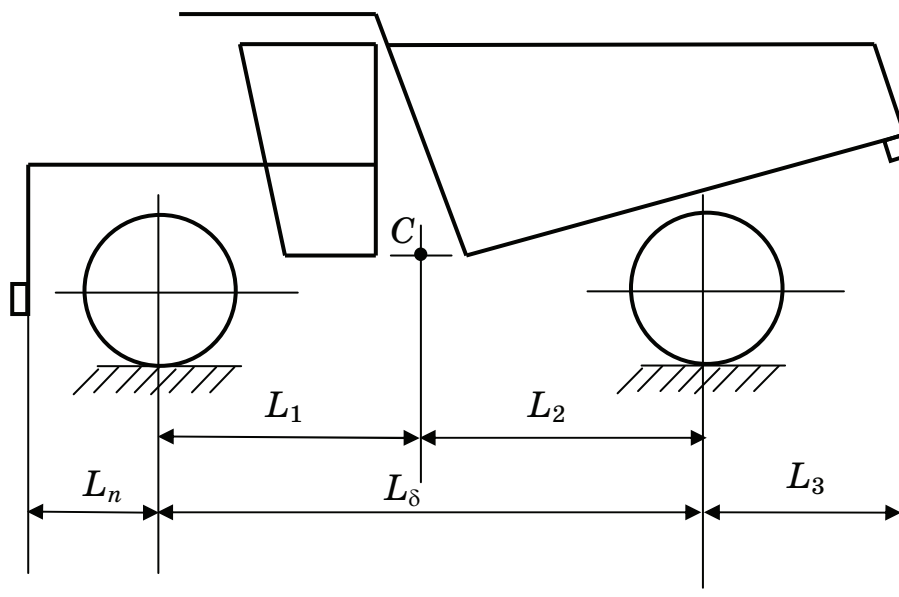


Рисунок 2 – Центровка кар’єрного автосамоскида

Визначаємо параметри траверси. При захваті, підйомі та буксируванні автосамоскида навантаження на рухому штангу передається через траверсу, яка підлягає вигину у двох площинах (рис. 3).

На рис. 3 прийняті наступні позначення: 1 – траверса; 2 – полиця рухоєї штанги; 3 – сферичний палець. Враховуючи складний вигин, приймаємо закритий, тонкостінний профіль. З умови міцності визначаємо товщину стінок траверси [6]:

$$\delta = \frac{3M_x}{[\sigma](h^2 + 3bh)} + \frac{3M_y}{[\sigma](b^2 + 3bh)}, \quad (1)$$

де δ – товщина стінок траверси, м;

M_x, M_y – згинаючі моменти, Н·м;

$[\sigma]$ – допустиме напруження, Па;

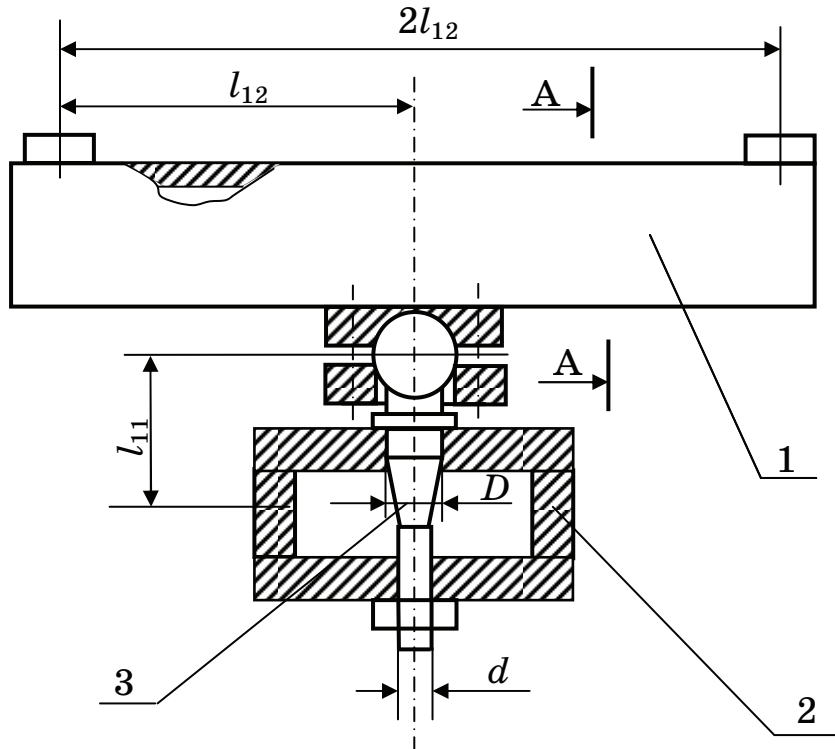
b – ширина перетину, м;

h – висота перетину, м.

Розкриваємо вирази у формулі (1):

$$M_x = F_{y1}l_{12}/2; \quad F_{y1} = mgK_{\partial 1}L_2/(L_{\delta} + L_n);$$

$$M_y = F_{x3}l_{12}/2; \quad F_{x3} = mgK_{\partial 3}\varphi[1 - L_2/(L_{\delta} + L_n)].$$



A –

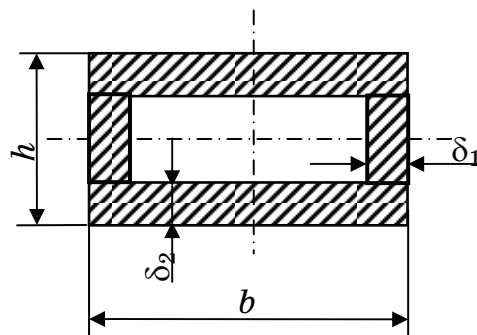


Рисунок 3 – Кріплення траверси до рухомої штанги

Визначаємо параметри сферичного пальця рухомої штанги. Найбільш небезпечним для сферичного пальця є п'ятий

розрахунковий випадок навантаження, коли він підлягає вигину у двох площинах. З умови міцності при вигині визначаємо діаметр D [6]:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32\sqrt{M_z^2 + M_x^2}}{\pi[\sigma]}}, \quad (2)$$

де D – більший діаметр пальця (рис. 3), м.

Розкриваємо вирази у формулі (2):

$$\begin{aligned} M_z &= F_{x5}l_{11}; \\ F_{x5} &= \left\{ m_{\delta}gL_1^{(\delta)} + mg[L_2/(L_{\delta} + L_n)](L_{\delta}^{(\delta)} + L_3^{(\delta)}) \right\} fK_{\partial 5}/L_{\delta}^{(\delta)}; \\ M_x &= F_{z5}l_n; \\ F_{z5} &= \left\{ m_{\delta}gL_1^{(\delta)} + mg[L_2/(L_{\delta} + L_n)](L_{\delta}^{(\delta)} + L_3^{(\delta)}) \right\} L_k fK_{\partial 5}/2L_{\delta}^{(\delta)}(L_{\delta} + L_n). \end{aligned}$$

У цих та наступних виразах індекс ” δ ” означає належність буксировщику.

Визначаємо параметри горизонтальної полиці рухомої штанги, для якої найтяжчим є п’ятий розрахунковий випадок, коли вона підлягає вигину у двох площинах, а також крученню. У такому разі найбільш раціональним є закритий тонкостінний профіль. Записуємо умову міцності при складному напруженому стані:

$$\sigma_{екв.} = \sqrt{\left(\frac{6M_z}{2\delta_1 h^2 + 6bh\delta_2} + \frac{6M_y}{2\delta_2 b^2 + 6bh\delta_1} \right)^2} + 3 \left(\frac{M_{кр}}{2(bh - \delta_1 h - \delta_2 b)\delta_1} \right)^2 \leq [\sigma], \quad (3)$$

де $\sigma_{екв.}$ – еквівалентне напруження, Па;

$M_{кр}$ – крутний момент, Н·м;

b – ширина перетину, м;

h – висота перетину, м;

δ_1 – товщина стінок поперечного перетину, м;

δ_2 – товщина полук поперечного перетину, м.

Розкриваємо вирази в умові міцності (3):

$$\begin{aligned} M_z &= F_{x5}l_{11} + F_{y5}l_{10}; \quad F_{y5} = mgL_2/(L_{\delta} + L_n); \quad M_{кр} = F_{z5}l_{11}; \quad M_y = F_{z5}l_{11}; \\ F_{z5} &= \left\{ m_{\delta}gL_1^{(\delta)} + mg[L_2/(L_{\delta} + L_n)](L_{\delta}^{(\delta)} + L_3^{(\delta)}) \right\} L_k fK_{\partial 5}/2L_{\delta}^{(\delta)}(L_{\delta} + L_n). \end{aligned}$$

Задаючись $\delta_1 = \delta_1^{(1)} = 0,005$ м, $\delta_1 = \delta_1^{(2)} = 0,01$ м, ..., $\delta_1 = \delta_1^{(n)} = \delta_1^{(n-1)} + 0,005$ м, приймаємо мінімальне значення, яке відповідає умові міцності (3).

Визначаємо параметри вертикальної стійки рухомої штанги. Для вертикальної стійки найтяжчим є п'ятий розрахунковий випадок, коли вона підлягає вигину у двох площинах та крученню, найбільш раціональним у такому разі є закритий тонкостінний профіль. Записуємо умову міцності:

$$\sigma_{екв.} = \sqrt{\left(\frac{6M_z}{2\delta_1 h^2 + 6bh\delta_2} + \frac{6M_x}{2\delta_2 b^2 + 6bh\delta_1}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{кр}}{2(bh - \delta_1 h - \delta_2 b)\delta_1}\right)^2} \leq [\sigma]. \quad (4)$$

Розкриваємо вирази в умові міцності (4):

$$M_x = F_{z5}l_{11}; \quad M_{кр} = F_{z5}l_{10}.$$

$$\text{Задаючись} \quad \delta_1 = \delta_1^{(1)} = 0,005 \text{ м}, \quad \delta_1 = \delta_1^{(2)} = 0,01 \text{ м}, \quad \dots,$$

$\delta_1 = \delta_1^{(n)} = \delta_1^{(n-1)} + 0,005 \text{ м}$, приймаємо мінімальне значення, яке відповідає умові міцності (4).

Визначаємо параметри нерухомої штанги, для якої найбільш небезпечним є перший розрахунковий випадок. Штанга вигинається у одній площині. Приймаючи закритий тонкостінний перетин, визначаємо товщину стінок δ_1 :

$$\delta_1 = \frac{3(M_z - [\sigma]bh\delta_2)}{[\sigma]h^2}. \quad (5)$$

Розкриваємо вирази у формулі (5):

$$M_z = F_{y1}(l_4 + l_{10}); \quad F_{y1} = mgK_{\delta 1}L_2/(L_\delta + L_n).$$

Визначаємо параметри кронштейна кріплення нерухомої штанги. Для кронштейна найбільш небезпечним є перший випадок навантаження. Визначаємо параметри основних силових елементів, приймаючи трубчасті перетини:

$$\alpha = \frac{d}{D} = \sqrt{\frac{\pi D^2[\sigma] - 4N_x}{\pi D^2[\sigma]}}, \quad (6)$$

де d – внутрішній діаметр трубчастого перетину, м;

D – зовнішній діаметр трубчастого перетину, м.

Розкриваємо невідомі вирази у формулі (6):

$$N_x = F_{y1}[(l_4 + l_{10})/2l_2] \text{ctg}\alpha; \quad F_{y1} = mgK_{\delta 1}L_2/(L_\delta + L_n).$$

Для підкосів кронштейна

$$\alpha = \frac{d}{D} = \sqrt{\frac{\pi D^2[\sigma] - 4N_x^{(k)}}{\pi D^2[\sigma]}}. \quad (7)$$

Розкриваємо вирази у формулі (7) :

$$N_x^{(k)} = F_{y1} (l_4 + l_{10}) / 2l_2 \sin \alpha; \quad F_{y1} = mgK_{\delta 1} L_2 / (L_{\delta} + L_n).$$

Для підносів кронштейна скористаємося умовою рівномірності на зріз та змикання [6]:

$$d = \frac{2\alpha[\sigma]\delta}{\pi[\tau]}, \quad (8)$$

де d – діаметр пальця, м;

α – емпіричний коефіцієнт;

δ – товщина проушини, м;

$[\sigma]$ – допустиме напруження зминання, Па;

$[\tau]$ – допустиме дотичне напруження, Па.

Висновки. Таким чином, розроблені алгоритм та методика проектувального розрахунку на міцність, направлені на визначення раціональних параметрів основних силових елементів підйомно-зчеплювального пристрою буксировщиків кар’єрних автосамоскидів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Бейгул В.О., Дорофеев В.В., Лепетова А.Л. К вопросу о проектировании подъемно-сцепных устройств буксировщиков карьерных автосамосвалов // Сб. науч. тр. КМТИ: Механизация производственных процессов рыбного хозяйства, промышленных и аграрных предприятий. – Керчь: КМТИ, 2006. – Вып. 7. – С. 103–106.
2. Веселов Г.П., Густомясов А.Н., Колмаков В.И. Аналитическое исследование колебаний системы тягач-прицеп // Известия вузов. Машиностроение. – 1988. – №5. – С. 92–97.
3. Лобас Л.Г., Ващенко Ю.Л. Динамическое поведение двухзвенного автопоезда вблизи границы области устойчивости // Прикладная механика. – 1991. – Т. 27. – №12. – С. 85–91.
4. Афанасьев В.Л., Хачатуров А.А. Статистические характеристики микропрофиля автомобильных дорог и колебания автомобиля // Автомобильная промышленность. – 1996. – №2. – С. 23–27.
5. Барахтанов Л.В. Исследование статистических характеристик микропрофиля пересеченной местности и колебаний корпуса вездеходных машин. – Дис. ... канд. техн. наук. – Горький, 1972. – 216 с.
6. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев: Наукова думка, 1988. – 736 с.

Получено 21.06.2007 г.