

УДК 621.878.44

Вибір і розрахунок основних параметрів ковша навантажувача з боковим одностороннім розвантаженням

Володимир Рашківський¹, Максим Балака², Олександр Тетерятник³

Київський національний університет будівництва і архітектури,
Повітрофлотський просп. 31, Київ, Україна, 03037

¹rashkivskyi.vp@knuba.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-5369-6676>

²balaka.mm@knuba.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0003-4142-9703>

³teteriatnyk.oa@knuba.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0002-9983-0551>

Received: 04.03.2021; Accepted: 20.05.2021

<https://doi.org/10.32347/gbdmm2021.98.0401>

Анотація. Одноківшеві фронтальні навантажувачі знаходять широкого застосування при виконанні дорожньо-будівельних робіт. У ряді випадків їх використання більш раціональне за традиційні землерийні та землерийно-транспортні машини. У порівнянні з одноківшевими екскаваторами фронтальні навантажувачі мають більшу місткість ковша на одиницю маси, високу маневреність і менше експлуатаційних витрат. Це дозволяє розробляти ґрунти у невеликих забоях без зниження продуктивності.

Підвищення ефективності використання навантажувача протягом року можна досягти за рахунок оснащення його змінним робочим обладнанням. Номенклатура існуючого робочого обладнання містить ковші різного призначення (основний, зменшений, збільшений, з примусовим розвантаженням, скелетний, двощелепний, з боковим розвантаженням тощо).

У роботі наведено конструкцію ковша з боковим одностороннім розвантаженням, розрахунок його основних параметрів та системи керування. Навантажувач з таким змінним робочим обладнанням може застосовуватися на будівництві при виконанні навантажувально-розвантажувальних робіт, у гірничодобувній промисловості, а також в складі механізованих загонів сил Міністерства з надзвичайних ситуацій під час аварійно-відновлюваних робіт.

Ключові слова: ківш з боковим розвантаженням, система керування ковшем, навантажувач.

ВСТУП

Сьогодні машинобудівна промисловість випускає широкий ряд одноківшевих фронтальних пневмоколісних та гусеничних на-

вантажувачів. Однак майже не виробляє в якості змінного робочого обладнання ковші з боковим одностороннім розвантаженням, що знижує ефективність використання машин при значних обсягах навантажувально-розвантажувальних робіт, зокрема в умовах обмеженого простору пересування [1, 2].

Ефективність використання ковша з боковим розвантаженням обґрунтована збільшенням годинної продуктивності в середньому на 10...15 %, у порівнянні з ковшами фронтального розвантаження [3].

За даними рекламної продукції машинобудівних компаній Caterpillar та Komatsu ковшами з боковим розвантаженням обладнуються гусеничні навантажувачі, а саме моделі CAT-922 вантажопідйомністю 2 т, D-505A, D-555, D-600 і D-655 вантажопідйомністю 2 і 2,6 т. Так гусеничні навантажувачі забезпечують більший запас стійкості порівняно з пневмоколісними [4].

МЕТА РОБОТИ

Вибрати і розрахувати основні параметри конструктивних елементів ковша навантажувача з боковим одностороннім розвантаженням та системи керування ним.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

В якості базового шасі вибрано фронтальний навантажувач Амкодор ТО-18 вантажопідйомністю 3 т, який і сьогодні використовується у будівельній і гірничодобувній галузях промисловості. На основі запропо-

нованого технічного рішення [5] до навантажувача розроблено ківш з боковим одностороннім розвантаженням (Рис. 1).

Ківш навантажувача приєднано до стріли 1 за допомогою механізму навіски, який виконано у вигляді опорної рами 2 з провусинами 3. Ківш містить днище 4 з ріжучою кромкою 5 і закріпленими зубами 6, задню 7 і бічну 8 стінки, захисний козирок 9. Разом з тим, корпус ковша одним кінцем з'єднаний з опорною рамою 2 за допомогою шарніра 10, який дозволяє йому обертатися в плані, а іншим – за допомогою гідроциліндра 11 керування нахилом ковша в бік розвантаження.

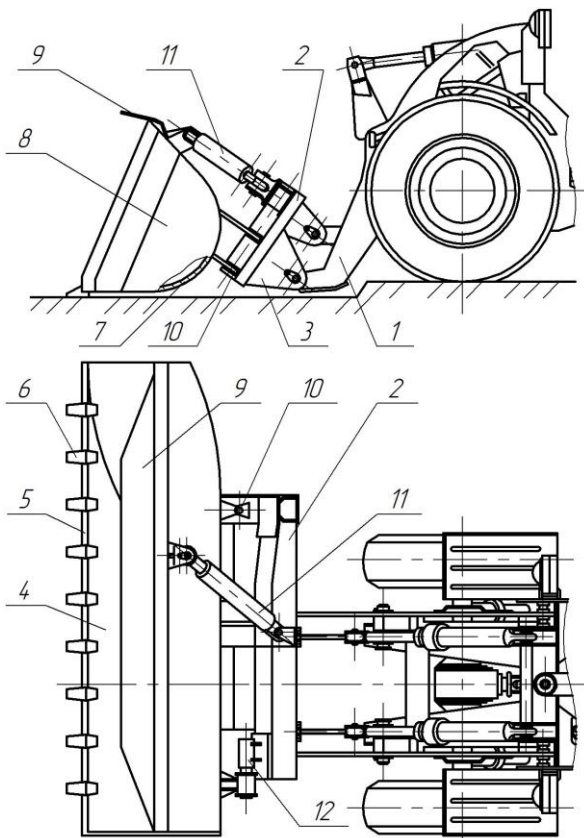


Рис. 1. Ківш навантажувача з боковим розвантаженням: 1 – стріла; 2 – опорна рама; 3 – провусина; 4 – днище; 5 – ріжуча кромка; 6 – зуб; 7, 8 – задня та бічна стінки; 9 – козирок; 10 – шарнір; 11 – гідроциліндр; 12 – фіксатор

Fig. 1. Loader bucket with the side unloading: 1 – boom; 2 – support frame; 3 – eyelet; 4 – bottom; 5 – lip; 6 – tooth; 7, 8 – back and side walls; 9 – screen; 10 – joint; 11 – hydraulic cylinder; 12 – clamp

З протилежного боку від шарніра 10 на опорній рамі 2 встановлено фіксатор 12 для усунення консольного навантаження саме

на шарнір 10. Гідроциліндр 11 винесений за захисний козирок 9.

Ківш навантажувача працює наступним чином. Після зачерпування ґрунту чи сипкого матеріалу ківш займає вихідне положення на стрілі 1, повертаючись у вертикальній площині за допомогою гідроциліндра 11 в бік розвантаження. Фіксатор 12 знаходиться в розімкненому стані, а вісь шарніра 10 займає горизонтальне чи близьке до нього положення. Розвантаження будівельного матеріалу здійснюється під дією власної ваги через спеціальний жолоб, утворений внутрішньою поверхнею ковша у вигляді витягнутого лотка. Ківш з боковим розвантаженням розташований несиметрично відносно поздовжньої осі навантажувача.

До основних параметрів ковша з боковим одностороннім розвантаженням відносяться геометричні параметри ковша і максимальний кут нахилу ковша в бік [3].

Максимальний кут нахилу ковша в бік розвантаження визначаємо з умови опору сил тертя, які виникають між днищем ковша і будівельним матеріалом:

$$\alpha_{\max} = \arctg(\mu_{1\max}) = \arctg 1,2 \approx 50^\circ,$$

де $\mu_{1\max}$ – максимальний коефіцієнт тертя матеріалу по сталі, $\mu_{1\max} = 1,2$ [6].

Геометричні параметри ковша навантажувача з боковим розвантаженням визначимо графічним методом (Рис. 2).

На схемі прийнято наступні позначення: $H_C = 3525$ мм – висота підйому стріли; $h = 300$ мм – конструктивна висота шарніра повороту ковша; $B_{KH} = 1930$ мм – колія шасі навантажувача; $B_{Ш} = 406$ мм – ширина шин шасі; $f = 867$ мм – відстань по горизонталі від бокової кромки борту транспортного засобу до краю ковша (у положенні розвантаження); B , H_B – ширина кузова і висота борту транспортного засобу; h_1 – відстань по вертикалі від борту до краю ковша, $h_1 = 0,2B$; $B_{КС} = 2240$ мм – ширина стандартного ковша; $c = 1368$ мм – відстань по горизонталі від поздовжньої осі

навантажувача до шарніра повороту ковша;
 β – кут нахилу вільного кінця ковша, 20° .

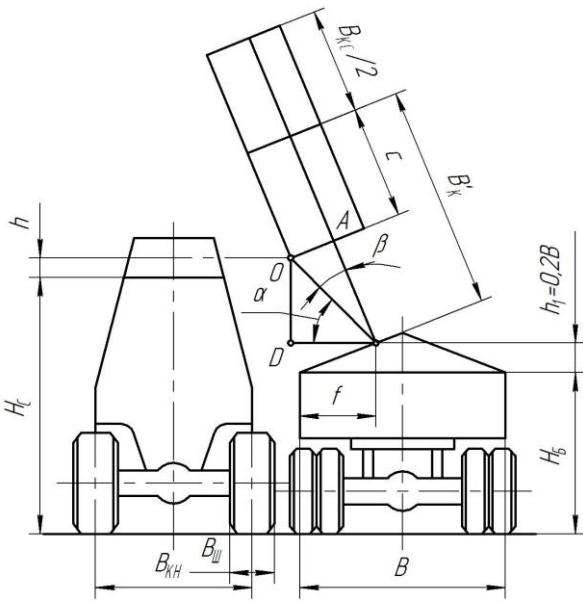


Рис. 2. Схема для визначення геометричних параметрів ковша навантажувача

Fig. 2. Diagram for determining the geometrical parameters of the loader bucket

Для сумісної роботи з пневмоколісними навантажувачами типорозміру ПК-3 у відповідності [7] рекомендовано використовувати самоскиди МАЗ-511, МАЗ-503А, КамАЗ-5510 і ЗІЛ ММЗ-555 (табл. 1).

Таблиця 1. Технічні характеристики самоскидів

Table 1. Technical characteristics of dump trucks

Марка само-скида	Вантажо-підйом-ність, т	Об'єм кузова, м ³	Розміри кузова, мм	
			<i>B</i>	<i>H_б</i>
ЗИЛ ММЗ-555	4,5	3,4	2415	2000
МАЗ-503А	8,0	5,1	2600	2150
МАЗ-511	7,3	4,75	2500	2150
КамАЗ-5510	7,0	5,15	2500	2150

Для вибору геометричних параметрів ковша в якості прикладу візьмемо технічні характеристики самоскиду МАЗ-503А.

Виконуючи графічні побудови відповідно до схеми на рис. 2, отримаємо наступні розміри: $B'_k = 2600$ мм; $c = 1368$ мм. На основі цього будемо поздовжній та поперечний профілі ковша навантажувача (рис. 3).

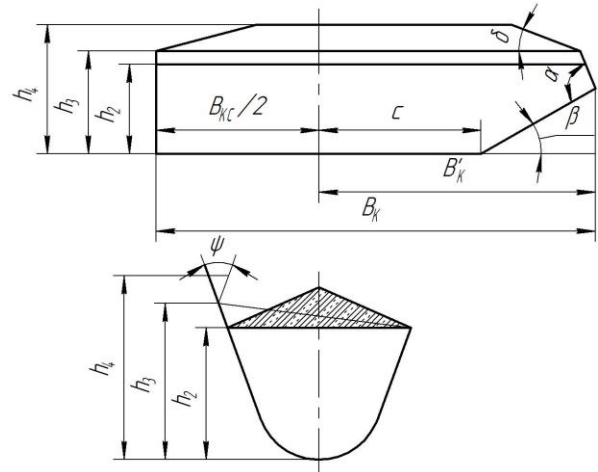


Рис. 3. Розрахункова схема поздовжнього та поперечного профілю ковша навантажувача

Fig. 3. Design diagram of the longitudinal and transverse profile of the loader bucket

Параметри ковша з боковим розвантаженням: довжина – $B_k = 3720$ мм; умовна довжина – повна $h_4 = 1130$ мм, без козирка $h_3 = 1075$ мм та без передньої кромки $h_2 = 760$ мм. Масу ковша з боковим розвантаженням визначаємо за формулою:

$$m_k = m_{KC} \cdot k = 553 \cdot 1,6 = 885 \text{ кг,}$$

де $m_{KC} = 553$ кг – маса стандартного ковша; k – коефіцієнт, який уточнює збільшення маси ковша, $k = 1,6$ [4].

Розрахунок системи керування ковшем зводиться до визначення параметрів силового гідроциліндра поперечного нахилу ковша (рис. 4).

Графічним методом визначимо хід штоку гідроциліндра, задаючись координатами шарнірів гідроциліндра до ковша та перехідної опорної рами (відповідно точки *A* і *B*) при нахилі ковша 50° . $L_{шт} = 492$ мм.

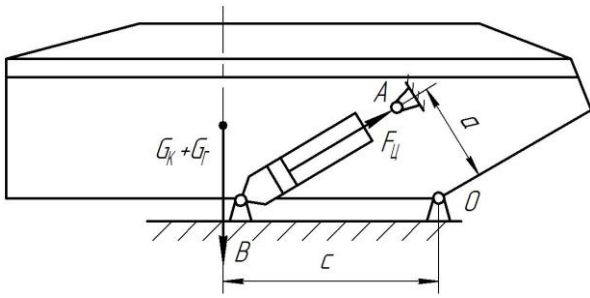


Рис. 4. Схема для визначення параметрів гідроциліндра поперечного нахилу ковша

Fig. 4. Diagram for determining the parameters of the bucket lateral tilt hydraulic cylinder

Вагу ковша визначаємо за формулою:

$$G_K = m_K \cdot g = 885 \cdot 9,81 \approx 8682 \text{ Н},$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

Вагу ґрунту в ковші навантажувача визначаємо за формулою:

$$G_T = Q \cdot g = 3000 \cdot 9,81 = 29430 \text{ Н}.$$

Зусилля $P_{Ц}$ на штоку гідроциліндра поперечного нахилу ковша визначаємо з рівняння моментів всіх сил відносно точки O – шарніра повороту ковша відносно перехідної опорної рами (див. рис. 4) [8].

$$\begin{aligned} \sum M_O = 0; & F_{Ц} \cdot a - (G_K + G_T) \cdot c = 0; \\ F_{Ц} = (G_K + G_T) \cdot c / a = & (8682 + 29430) \times \\ & \times 1368 / 550 = 94795 \text{ Н}. \end{aligned}$$

За отриманим значенням зусилля на штоку гідроциліндра нахилу ковша розраховуємо діаметр поршня гідроциліндра за формулою:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{Ц}}{\pi \cdot P_y \cdot \eta_M}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 94795}{3,14 \cdot 16 \cdot 0,98}} = 87,76 \text{ мм},$$

де P_y – тиск у гідросистемі навантажувача ТО-18, $P_y = 16 \text{ МПа}$ [4]; η_M – механічний ККД гідроциліндра, $\eta_M = 0,98$.

Приймаємо гідроциліндр 1.16.0.У-100×63×360 відповідно до рекомендацій галузевого стандарту ОСТ 22-1417-79 «Гідропривід об'ємного типу. Гідроциліндри поршневі двосторонньої дії загального призначення».

Розрахунок робочого обладнання – ковша з боковим розвантаженням зводиться до міцнісних розрахунків елементів наступних шарнірів: повороту ковша у поперечній площині, кріплення гільзи та штоку гідроциліндра нахилу ковша відповідно до перекідної опорної рами і корпусу ковша.

Схему навантаження шарніра O (див. Рис. 2) при розвантаженні ковша наведено на рис. 5: $\alpha_p = 20^\circ$, $\varphi = 12^\circ$, $a' = 440 \text{ мм}$, $b = 960 \text{ мм}$, $c' = 350 \text{ мм}$.

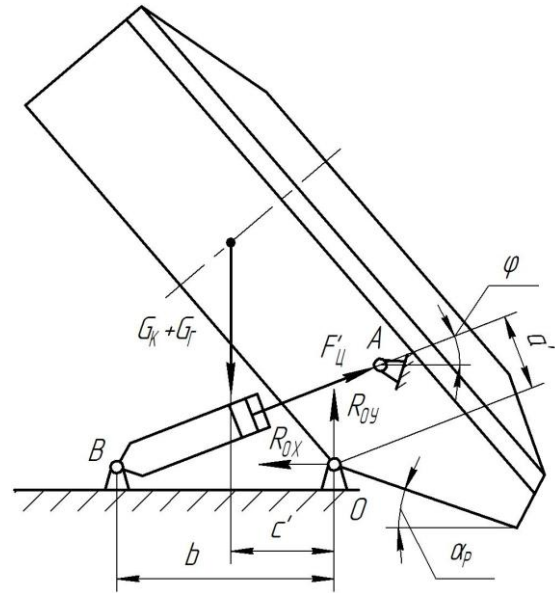


Рис. 5. Схема навантаження шарніра O при розвантаженні ковша

Fig. 5. Load diagram of the O joint when unloading the bucket

$$\begin{aligned} \sum M_O = 0; & F'_{Ц} \cdot a' - (G_K + G_T) \cdot c' = 0; \\ F'_{Ц} = (G_K + G_T) \cdot c' / a' = & (8682 + 29430) \times \\ & \times 350 / 440 = 30316 \text{ Н}. \\ \sum M_B = 0; & -R_{OY} \cdot b + (G_K + G_T) \cdot (b - c') = 0; \\ R_{OY} = (G_K + G_T) \cdot (b - c') / b = & (8682 + 29430) \times \\ & \times (960 - 350) / 960 = 24217 \text{ Н}. \\ \sum x = 0; & F'_{Ц} \cdot \cos \varphi - R_{OX} = 0; \\ R_{OX} = F'_{Ц} \cdot \cos \varphi = & 30316 \cdot \cos 12^\circ = 29654 \text{ Н}. \end{aligned}$$

$$R_O = \sqrt{R_{OX}^2 + R_{OY}^2} =$$

$$= \sqrt{29654^2 + 24217^2} = 38286 \text{ Н.}$$

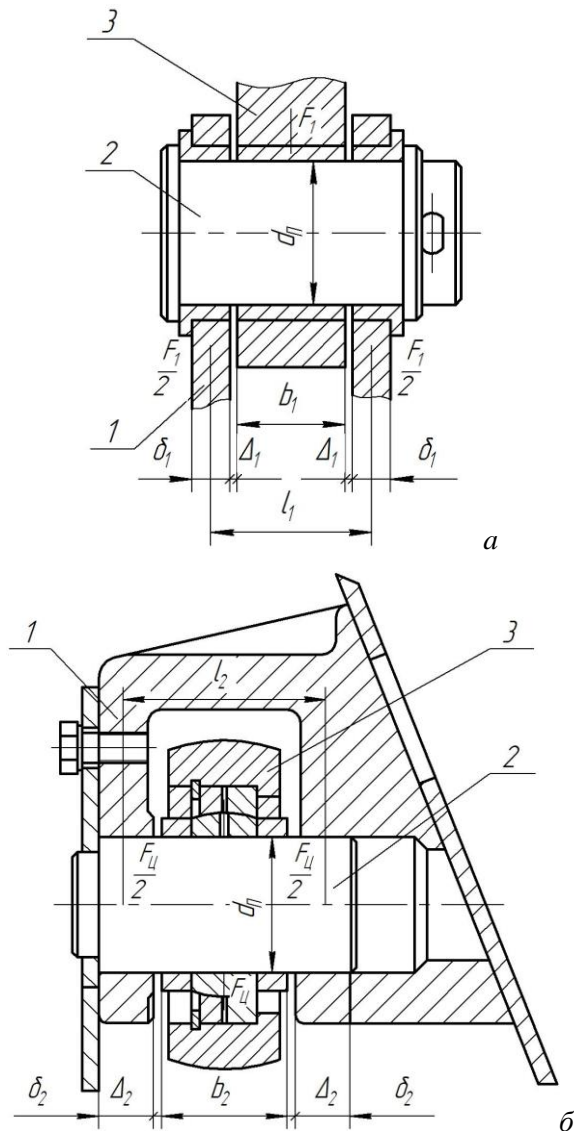


Рис. 6. Розрахункова схема елементів шарніра кріплення гільзи гідроциліндра до перехідної рами (а) і шарніра кріплення штоку гідроциліндра до корпусу ковша (б): 1 – кронштейн; 2 – палець; 3 – провущина

Fig. 6. Design diagram of the pin-joint elements for hydraulic cylinder liner to the adapter frame (а) and the pin-joint for hydraulic cylinder rod to the bucket body (б): 1 – bracket; 2 – pin; 3 – eyelet

На схемі розрахунку елементів шарнірів кріплення гідроциліндра нахилу ковша (Рис. 6) позначено: $d_{II} = 50$ мм – діаметр пальця, взятий конструктивно; $b_1 = 40$ мм,

$b_2 = 50$ мм – товщина провущини кріплення гільзи та штоку гідроциліндра 1.16.0.У-100×63; $\delta_1 = 15$ мм, $\delta_2 = 10$ мм – товщина кронштейна; $\Delta_1 = 3$ мм, $\Delta_2 = 2$ мм – відстані між кронштейном та провущиною гідроциліндра; $l_1 = 51$ мм, $l_2 = 65$ мм – відстані між ділянками зрізу пальця; $F_{II} = 94795$ Н – зусилля на штоку гідроциліндра поперечного нахилу ковша; $F_I = R_O / 2 = 19143$ Н – зусилля від кріплення гільзи гідроциліндра.

Дотичні напруження зрізу в небезпечних перерізах пальців, що з'єднують гільзу гідроциліндра з перехідною рамою (Рис. 6, а) і шток гідроциліндра з корпусом ковша (Рис. 6, б), визначаємо за формулами:

$$\tau_{3P1} = \frac{4F_I}{2\pi d_{II}^2} = \frac{4 \cdot 19143}{2 \cdot 3,14 \cdot 50^2} = 4,88 \text{ МПа} <$$

$$< [\tau_{3P}] = 250 \text{ МПа};$$

$$\tau_{3P2} = \frac{4F_{II}}{2\pi d_{II}^2} = \frac{4 \cdot 94795}{2 \cdot 3,14 \cdot 50^2} = 24,15 \text{ МПа} <$$

$$< [\tau_{3P}] = 250 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт запасу міцності при зрізі пальців визначаємо за формулами:

$$k_{\tau 1} = \frac{[\tau_{3P}]}{\tau_{3P1}} = \frac{250}{4,88} = 51,23;$$

$$k_{\tau 2} = \frac{[\tau_{3P}]}{\tau_{3P2}} = \frac{250}{24,15} = 10,35.$$

Нормальні напруження на згин пальців визначаємо за формулами:

$$\sigma_{3Г1} = \frac{M_{3Г1}}{W_{3Г}} = \frac{F_I \cdot l_1 / 2}{\pi d_{II}^3 / 32} = \frac{19143 \cdot 51 / 2}{3,14 \cdot 50^3 / 32} =$$

$$= 39,80 \text{ МПа} < [\sigma_{3Г}] = 500 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{3Г2} = \frac{M_{3Г2}}{W_{3Г}} = \frac{F_{II} \cdot l_2 / 2}{\pi d_{II}^3 / 32} = \frac{94795 \cdot 65 / 2}{3,14 \cdot 50^3 / 32} =$$

$$= 251,18 \text{ МПа} < [\sigma_{3Г}] = 500 \text{ МПа.}$$

де $M_{3Г}$ – згинальний момент, Н·мм; $W_{3Г}$ – момент опору перерізу, мм³.

Конструктивні елементи ковша з боковим одностороннім розвантаженням виготовлені з наступних матеріалів [9]: метало-конструкція – сталь 10ХСНД, пальці – сталь 35ХМ, кріплення – сталь 10 (Табл. 2).

Коефіцієнт запасу міцності при згині пальців визначаємо за формулами:

$$k_{\sigma 1} = \frac{[\sigma_{3Г}]}{\sigma_{3Г}} = \frac{500}{39,80} = 12,56;$$

$$k_{\sigma 2} = \frac{[\sigma_{3Г}]}{\sigma_{3Г2}} = \frac{500}{251,18} = 1,99.$$

За IV теорією міцності еквівалентні напруження в небезпечних перерізах розраховуємо за формулами [10]:

$$\sigma_{еквIV} = \sqrt{\sigma_{3Г1}^2 + 3\tau_{3Р1}^2} = \sqrt{39,80^2 + 3 \cdot 4,88^2} = 40,69 \text{ МПа} < [\sigma] = 560 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{еквIV} = \sqrt{\sigma_{3Г2}^2 + 3\tau_{3Р2}^2} = \sqrt{251,18^2 + 3 \cdot 24,15^2} = 254,64 \text{ МПа} < [\sigma] = 560 \text{ МПа}.$$

де $[\sigma]$ – допустиме нормальне напруження матеріалу пальців, $[\sigma] = \sigma_T / k$, σ_T – умовна межа текучості матеріалу, для сталі 35ХМ $\sigma_T = 1400$ МПа; k – коефіцієнт запасу міцності, що залежить від умов експлуатації елемента і його матеріалу, для пальців зі сталі 35ХМ, що працюють виключно в умовах переміщення навантажень, приймаємо $k = 2,5$ [10].

Таблиця 2. Механічні характеристики сталей конструктивних елементів ковша

Table 2. Mechanical characteristics of steels for bucket structural elements

Марка сталі	ГОСТ	Термообробка	Межа текучості σ_T , МПа	Допустиме напруження, МПа			
				при розтягу $[\sigma_P]$	при згині $[\sigma_Г]$	при зрізі $[\tau_Р]$	при зминанні $[\sigma_М]$
10ХСНД	19281-2014	—	400	180	200	80	210
35ХМ	4543-2016	Гартування з охолодженням в оливі	1400	410	500	250	610
10	1050-2013	Нормалізація	210	80	100	45	120

Зминання внутрішньої поверхні отвору провухини на гільзі та штоку гідроциліндра нахилу ковша визначаємо за умов:

$$\sigma_{3М1} = \frac{F_1}{d_{II} \cdot b_1} = \frac{19143}{50 \cdot 40} = 9,57 \text{ МПа} < [\sigma_{3М}] = 210 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{3М2} = \frac{F_{II}}{d_{II} \cdot b_2} = \frac{94795}{50 \cdot 50} = 37,92 \text{ МПа} < [\sigma_{3М}] = 210 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт запасу міцності при зминанні визначаємо за формулами:

$$k_{\sigma 1} = \frac{[\sigma_{3М}]}{\sigma_{3М1}} = \frac{210}{9,57} = 21,94;$$

$$k_{\sigma 2} = \frac{[\sigma_{3М}]}{\sigma_{3М2}} = \frac{210}{37,92} = 5,54.$$

За результатами міцнісних розрахунків конструктивні елементи ковша з боковим розвантаженням заданих розмірів і форми витримують навантаження.

ВИСНОВКИ

Для навантажувача Амкодор ТО-18 розроблено конструкцію робочого обладнання, що поєднує ківш з фронтальним і боковим розвантаженням сипучих і дрібнокускових матеріалів під дією власної ваги без розвороту базової машини. Це дозволяє виконувати роботи з високою продуктивністю в умовах, обмежених малими розмірами будівельного майданчика.

Проведено вибір та розрахунок основних параметрів ковша навантажувача з боковим розвантаженням і системи керуванням ним, міцнісні розрахунки підтверджують надійність елементів конструкції.

ЛІТЕРАТУРА

1. **Блохин В. С., Малич Н. Г.** Анализ перспективы развития машин для земляных работ и технологического перевооружения предприятий, использующих эту технику. Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2012. – № 2. – С.171–184.
2. **Локшин Е. С., Рубайло А. В.** Строительные и дорожные машины. – М., – 2004. – 321 с.
3. **Фохт Л. Г.** Одноковшовый погрузчик. – М.: Стройиздат, – 1986. – 110 с.
4. **Бояркина И. В.** Технологическая механика одноковшовых фронтальных погрузчиков: монография. Омск: СибАДИ, – 2011. – 336 с.
5. **Пат. 91301 U Україна**, МПК Е 02 F 3/40. Ківш навантажувальної машини / Аржаєв Г. О., Балака М. М., Слободчиков В. В. № u 2014 01488; заявл. 17.02.14; опубл. 25.06.14, Бюл. № 12.
6. **Проектирование машин** для земляных работ / Под ред. А. М. Холодова. Харьков: Вышш. шк., 1986. 272 с.
7. **Пугин К. Г., Бургонутдинов А. М.** Машины для строительства, ремонта и содержания автомобильных дорог. Пермь, 2011. Ч. 1. Дорожные катки и одноковшовые погрузчики. 172 с.
8. **Міщук Д. О., Ходневич М. М., Балака М. М.** Технологічні функції гідроциліндра стріли фронтального навантажувача. Вібрація в техніці та технологія: тези доп. XVIII Міжнар. наук.-техн. конф., 23–25 жовт. 2019 р. К.: КНУБА, 2019. С. 150–152.
9. **Анурьев В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. М.: Машиностроение, 2001. Т. 1. 920 с.
10. **Писаренко Г. С. Квітка О. Л., Уманський Е. С.** Опір матеріалів: підручник. К.: Вища шк., 2004. 655 с.

REFERENCES

1. **Blokhin V. S., Malich N. G.** (2012). Analiz perspektivy razvitiia mashin dlia zemlianykh rabot i tekhnologicheskogo perevoorzheniia predpriiatii, ispolzuiuushchikh etu tekhniku [Analysis of the development prospects for

- earthworks machines and technological re-equipment of enterprises using this technique]. Gornyi informatcionno-analiticheskii biulleten [Mining informational and analytical bulletin], No. 2, 171–184 (*in Russian*).
2. **Lokshin E. S., Rubailo A. V.** (2004). Stroitelnye i dorozhnye mashiny [Construction and road machinery]. Moscow, 321 (*in Russian*).
3. **Fokht L. G.** (1986). Odnokovshovyi pogruchik [Single-bucket loader]. Moscow, 110 (*in Russian*).
4. **Boiarkina I. V.** (2011). Tekhnologicheskaiia mekhanika odnokovshovykh frontalnykh pogruchikov: monografiia [Technological mechanics of single-bucket front loaders: monograph]. Omsk: SIBADI Publ., 336 (*in Russian*).
5. **Arzhaiev H. O., Balaka M. M., Slobodchikov V. V.** (2014). Kivsh navantazhuvalnoi mashyny [Loader bucket]. Patent 91301 U, Ukraine, MPK E02 F3/40, No. u201401488, Publ. 25.06.14, Bulletin No.12 (*in Ukrainian*).
6. **Kholodov A. M.** (1986). Proektirovanie mashin dlia zemlianykh rabot [Design of earthworks machines]. Kharkov, 272 (*in Russian*).
7. **Pugin K. G., Burgonutdinov A. M.** (2011). Mashiny dlia stroitelstva, remonta i sodержaniia avtomobilnykh dorog [Machines for the highways construction, repair and maintenance]. Perm, 2011. Part 1. Dorozhnye katki i odnokovshovye pogruchiki [Road rollers and single-bucket loaders], 172 (*in Russian*).
8. **Mischuk D. O., Khodnevykh M. M., Balaka M. M.** (2019). Tekhnologichni funktsii hidrotsilindra strily frontalnoho navantazhuvacha [Technological functions of the hydraulic cylinder for the front loader boom]. Vibratsiia v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh [Vibration in engineering and technology]: abstract of the XVIII International scientific and technical conference, October 23–25. 2019. Kyiv: KNUCA Publ., 150–152 (*in Ukrainian*).
9. **Anurev V. I.** (2001). Spravochnik konstruktora-mashinostroitelia [Handbook of the constructor-mechanical engineer]: In 3 volumes. Moscow, Vol. 1, 920 (*in Russian*).
10. **Pysarenko H. S. Kvitka O. L., Umanskyi E. S.** (2004). Opir materialiv: pidruchnyk [Strength of materials: textbook]. Kyiv, 655 (*in Ukrainian*).

Selection and calculation of main parameters for loader bucket with side unloading

Volodymyr Rashkivskyy¹, Maksym Balaka²,
Oleksandr Teteriatnyk³

*Kyiv National University of
Construction and Architecture*

Abstract. Single-bucket front loaders are used widely in road construction. In some cases, their use is more rational than traditional digging and earth-moving machines. Front loaders have a higher bucket capacity per unit weight, high maneuverability and lower operating costs compared to single-bucket excavators. This allows you to develop grounds in small bottoms without compromising productivity.

Improvement of the loader use effectiveness throughout the year can be achieved by armory it with replaceable working equipment. The existent

working equipment range contains buckets for various purposes (main, reduced, enlarged, with forced unloading, frame, two-jaw, with side unloading, etc.).

The bucket design with side unloading, calculation of its main parameters and control system are presented in paper. The loader with such replaceable working equipment can be used in construction during loading and unloading operations, in the mining industry, and as mechanized detachments part of the Ministry of Emergency Situations during emergency recovery operations.

Keywords: bucket with side unloading, bucket control system, loader.