

АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ

УДК 620.178.4: 629.3.032

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2021.92.2.116

ДОСЛІДЖЕННЯ ЧАСОВОГО ФАКТОРА ЗНОСУ ПРОТЕКТОРА ШИН
САМОХІДНОГО СКРЕПЕРА

Балака М. М.

Київський національний університет будівництва і архітектури

Анотація. Проведено аналітичне дослідження зносу протектора пневматичних шин, результати якого дозволять спрогнозувати термін служби колісного рушія самохідного скрепера на стадії проектування і визначити обґрунтовані потреби в матеріально-технічних засобах на експлуатацію. При цьому отримано залежності для визначення зносу протектора шин за складовими робочого циклу виконання скреперних робіт.

Ключові слова: термін служби, знос протектора шини, самохідний скрепер, робочий цикл.

Вступ

Робочі процеси землерійно-транспортних машин характеризуються подоланням опорів ґрунту на робочих органах за рахунок сили тяги, що створюється рушієм, та транспортуванням ґрунту на задану відстань. Але тільки самохідні скрепери у повній мірі поєднують властивості тягових та транспортних машин [1], які дозволяють досягти високих техніко-економічних показників виконання робіт.

У свою чергу визначальним фактором, що впливає на термін служби колісного рушія скрепера, є знос протектора шин [2]. Досвід експлуатації пневматичних шин, які застосовуються на самохідних скреперах різних конструкцій і працюють у надзвичайно важких та різноманітних умовах експлуатації на об'єктах дорожнього і меліоративного будівництва [3], показав достатньо високі тягово-зчіпні та швидкісні властивості, але недостатній фактичний термін служби. Крім того, у 65...75 % випадків отримано неприпустимий знос протектора шини внаслідок інтенсивного ковзання відносно опорної поверхні.

Аналіз публікацій

Відомо, що всі робочі операції скрепери виконують під час руху по бездоріжжю або, у крайньому випадку, по примітивно підготовлених ґрунтових дорогах чи свіжовідси-паних ґрунтах [4]. Вид і стан опорної поверхні суттєво впливають на процеси взаємодії пневматичних шин із ґрунтом і можуть призводити до втрати стійкості руху скрепера.

Аналіз схем роботи самохідних скреперів [1, 4, 5] показав, що найбільш поширеною, у 60 % випадків, є еліптична схема організації скреперних робіт (рис. 1).

Тривалість робочого циклу, відповідно до схеми, визначається за формулою

$$t_{\text{ц}} = \sum_{k=1}^s t_k + t_m, \quad (1)$$

де s – кількість складових операцій робочого циклу скрепера, що відрізняються видом і станом опорної поверхні, а також силовим фактором зносу шин, $s = 6$ (див. рис. 1); t_m – час, що витрачається скрепером на маневрування у забої.

В основу визначення складових робочого циклу скрепера, які входять до виразу (1), покладено методи тягової механіки землерійно-транспортних машин [6].

Аналізуючи дослідження щодо зносостійкості високоеластичних матеріалів [7, 8], товщина зношеного шару протектора шини може бути представлена наступною залежністю

$$h_{\text{тр}} = \alpha \cdot p \cdot \Delta V_{\text{п}\xi} \cdot t, \quad (2)$$

де α – інтенсивність зношування; p – тиск в області контакту шини з ґрунтом; $\Delta V_{\text{п}\xi}$ – швидкість проковзування точки ξ в межах контакту; t – тривалість контакту.

Мета і постановка завдання

Метою роботи є підвищення терміну служби колісного рушія самохідного скрепера за рахунок зниження зносу протектора шин.

Для досягнення поставленої мети необхідно дослідити часовий фактор зносу – тривалість експлуатації скрепера, що характеризується виконанням основних робочих операцій за рахунок сили тяги, яка створюється колісним рушієм, враховуючи при цьому особливості процесу взаємодії пневматичних шин із ґрунтовою опорною поверхнею.

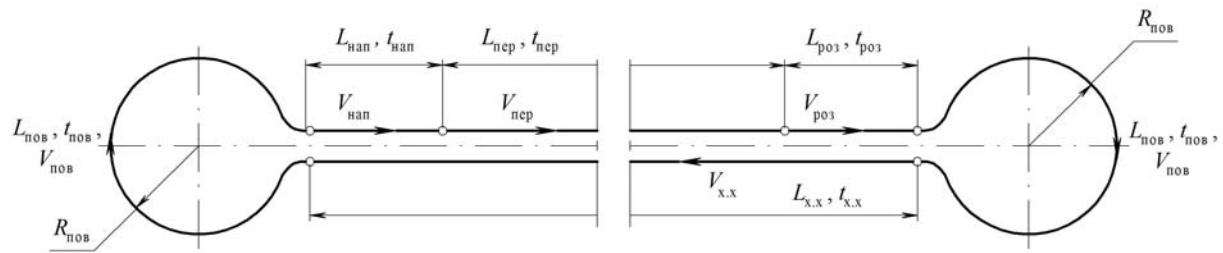


Рис. 1. Еліптична схема організації скреперних робіт: $L_{нап}$, $L_{пер}$, $L_{роз}$, $L_{пов}$, $L_{х.х}$; $t_{нап}$, $t_{пер}$, $t_{роз}$, $t_{пов}$, $t_{х.х}$; $V_{нап}$, $V_{пер}$, $V_{роз}$, $V_{пов}$, $V_{х.х}$ – відповідно відстань, час і швидкість виконання операцій наповнення ковша ґрунтом, переміщення завантаженого скрепера, розвантаження ґрунту, повороту і зворотного холостого ходу скрепера

Визначення тривалості складових робочого циклу скрепера

Для проведення досліджень зносу протектора пневматичних шин приймаємо самохідний скрепер ДЗ-13Б з передніми ведучими колесами, який працює в агрегаті з трактором-штовхачем – гусеничним бульдозером ДЗ-35С з неповоротним відвалом.

Час наповнення ковша скрепера ґрунтом визначаємо за формулою

$$t_{нап} = \frac{L_{нап}}{V_{нап}} = \frac{V_{к} \cdot k_{н}}{S_{г} \cdot V_{нап} \cdot k_{вт} \cdot k_{р}}, \quad (3)$$

де $V_{к}$ – геометрична місткість ковша; $k_{н}$ – коефіцієнт наповнення ковша, при розробці важкого суглинку $k_{н} = 1,2$ [1]; $S_{г}$ – проекція площі стружки ґрунту на площину, перпендикулярну до напрямку руху скрепера; $V_{нап}$ – швидкість наповнення ковша; $k_{вт}$ – коефіцієнт втрат ґрунту, $k_{вт} = 0,9$ [4]; $k_{р}$ – коефіцієнт розпушення ґрунту, $k_{р} = 1,3$ [1].

Величину $S_{г}$ визначаємо з рівняння тягового балансу скреперного агрегата

$$(T_{1max} + T_{2max})k_{с.т} \geq \sum W_{нап} + P_{f2}, \quad (4)$$

де T_{1max} , T_{2max} – відповідно короткотривалі допустимі сили тяги самохідного скрепера і трактора-штовхача; $k_{с.т}$ – коефіцієнт, що враховує одночасну роботу скрепера і трактора-штовхача в агрегаті, $k_{с.т} = 0,9$ [6]; $\sum W_{нап}$ – сума опорів на робочому органі в заключній стадії наповнення ковша; P_{f2} – сила опору коченню задніх коліс скрепера.

Допустимі сили тяги самохідного скрепера T_{1max} та гусеничного трактора-штовхача T_{2max} , що відповідають коефіцієнтам буксування рушіїв $\delta_{1max} = 0,3$ і $\delta_{2max} = 0,1$, визначаємо за допомогою наближених виразів:

$$T_{1max} \approx 0,75m_{13ч} \cdot g \cdot \phi_{к}; \quad (5)$$

$$T_{2max} \approx 0,85m_{23ч} \cdot g \cdot \phi_{г}, \quad (6)$$

де $m_{13ч}$, $m_{23ч}$ – зчіпні маси самохідного скрепера і гусеничного трактора-штовхача; g – прискорення вільного падіння; $\phi_{к}$, $\phi_{г}$ – коефіцієнти зчеплення колісного і гусеничного рушія, на щільному свіжозрізаному ґрунті $\phi_{к} = 0,73$, $\phi_{г} = 0,96$ [9].

Силу опору коченню задніх коліс скрепера (коліс скреперного обладнання) P_{f2} визначаємо за формулою

$$P_{f2} = m_2 \cdot g \cdot f_{к}, \quad (7)$$

де m_2 – маса, яка припадає на задню вісь скрепера в заключній стадії наповнення ковша; $f_{к}$ – коефіцієнт опору коченню коліс скрепера, на щільному свіжозрізаному ґрунті $f_{к} = 0,06$ [9].

При визначенні $m_{13ч}$ і m_2 необхідно мати на увазі, що в заключній стадії наповнення ковша ґрунтом маси, що приходяться на передній та задній мости скрепера, збільшуються на 10...20% у порівнянні з масами $m_{1п}$ і $m_{2п}$ порожнього скрепера. З урахуванням рекомендацій [1], що $m_{1п} \approx 0,65m_{к}$, $m_{2п} \approx 0,35m_{к}$, запишемо:

$$m_{13ч} = 0,8m_{к}; \quad (8)$$

$$m_2 = 0,5m_k, \quad (9)$$

де m_k – конструктивна маса скрепера.

Суму опорів на робочому органі скрепера в заключній стадії наповнення ковша ґрунтом визначаємо за формулою

$$\sum W_{\text{нап}} = W_{\text{різ}} + W_{\text{тер}} + W_{\text{пр}} + W_3, \quad (10)$$

де $W_{\text{різ}}$ – опір ґрунту різанню; $W_{\text{тер}}$ – опір тертя ножа по ґрунту; $W_{\text{пр}}$ – опір переміщенню призми волочіння ґрунту; W_3 – опір заповненню ковша ґрунтом.

Вказані опори визначаємо за відомими залежностями, що наведені в роботах [1, 9].

При розрахунку основних параметрів самохідного скрепера потужність його силової установки визначається за режимом транспортування ґрунту, коли повністю завантажений скрепер рухається з максимальною швидкістю по дорозі з сумарним дорожнім опором [1]. Для сучасних самохідних скреперів $V_{\text{max}} = 45 \dots 55$ км/год. Однак встановлено, що під час руху по реальних опорних поверхнях швидкість руху самохідного скрепера знижується оператором через неприпустимий щодо комфортних відчуттів рівень коливань, що виникають на його робочому місці.

Для самохідного скрепера ДЗ-13Б, обладнаного гідропневматичною системою піднесення тягача, максимально можливі значення швидкості руху на транспортних операціях становлять [5]:

□ $V_{\text{пер}} \approx 38$ км/год при переміщенні завантаженого скрепера по ґрунтовій опорній поверхні з поздовжнім профілем;

□ $V_{\text{x.x}} \approx 41$ км/год під час зворотного холостого ходу по ґрунтовій опорній поверхні з поздовжнім профілем;

□ $V_{\text{пб}} \approx 44$ км/год при перебудуванні по асфальтобетонному покриттю.

Час переміщення завантаженого скрепера визначаємо за формулою [9]

$$t_{\text{пер}} = \frac{m[L_{\text{пер}}]}{sV_{\text{пер}}} \cdot L_q, \quad (11)$$

де L_q – довжина дуги нерівності поверхні.

Оскільки величина L_q не визначається за допомогою елементарних функцій, вираз (11) представимо у наступному вигляді

$$t_{\text{пер}} = \frac{m[L_{\text{пер}}]}{V_{\text{пер}}} \cdot \Delta, \quad (12)$$

де Δ – постійна, що враховує співвідношення за заданих величин s і q та визначається за допомогою чисельних методів.

Відповідно до статистичних даних [1] тривалість розвантаження ґрунту в земляні споруди для скрепера ДЗ-13Б за задовільних умов становить $t_{\text{роз}} = 36$ с.

Використовуючи схему на рис. 1, рівняння для визначення часу зворотного холостого ходу скрепера матиме вигляд

$$t_{\text{x.x}} = \frac{(t_{\text{нап}}V_{\text{нап}} + t_{\text{пер}}V_{\text{пер}} + t_{\text{роз}}V_{\text{роз}})}{V_{\text{x.x}}}. \quad (13)$$

Визначення терміну служби шини

Враховуючи залежність (2), запишемо модель зносу протектора шин у вигляді системи

$$\left. \begin{aligned} h_{\text{пр}} &\leq [h_{\text{пр}}]; \\ h_{\text{пр}} &= \alpha \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m \sum_{k=1}^s \sigma_{\xi_i} \cdot \Delta V_{\text{П}\xi_j} \cdot t_k; \\ 0 &\leq \xi \leq L_{\text{п}}; \\ t_{\text{сл}} &= \sum_{k=1}^s t_k, \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

де $h_{\text{пр}}$ – товщина зношеного шару протектора; $[h_{\text{пр}}]$ – допустимий знос протектора в радіальному напрямку шини; α – інтенсивність зношування; $L_{\text{п}}$ – норма пробігу шин; $t_{\text{сл}}$ – термін служби (фактичний пробіг) шин; σ_{ξ_i} , $\Delta V_{\text{П}\xi_j}$, t_k – силовий, швидкісний та часовий фактори зносу протектора шин.

Зміна параметрів n , m і s факторів зносу протектора шин визначаються для окремого типу землерийно-транспортної машини [10].

Використовуючи модель (14) із урахуванням $t = \varphi / \omega_k$, складемо рівняння для визначення зносу протектора на передній (nO) та задній (Om) ділянках контакту пневматичних шин скрепера з ґрунтом:

$$h_{nO} = \alpha \frac{\varphi_1}{\omega_k} \int_0^{\varphi_1} \sigma_{\xi} \cdot \Delta V_{\text{П}\xi} d\varphi; \quad (15)$$

$$h_{Om} = \alpha \frac{\varphi_2}{\omega_k} \int_0^{\varphi_2} \sigma_{\xi} \cdot \Delta V_{\text{П}\xi} d\varphi, \quad (16)$$

де φ_1, φ_2 – кути контакту шини з ґрунтом;
 ω_k – кутова швидкість коліс скрепера.

Знос протектора за одиницю часу і робочий цикл відповідно матимуть вигляд:

$$h'_{\text{пр}} = \frac{h_{nO} + h_{Om}}{\varphi_1 + \varphi_2} \cdot \omega_k; \quad (17)$$

$$h_{\text{пр.ц}} = \sum_{k=1}^s h'_{\text{пр}k} \cdot t_k. \quad (18)$$

Знос протектора за технологічний цикл

$$h_{\text{пр.т.ц}} = \left[\left(h_{\text{пр.ц}} \cdot \frac{t_{\text{об}}}{t_{\text{ц}}} \right) + h'_{\text{пр}} \cdot t_{\text{пб}} \cdot k_{3\text{м}} \cdot t_{3\text{м}} \right] \cdot k_{\text{в}}, \quad (19)$$

де $k_{\text{в}}$ – коефіцієнт використання часу, для самохідних скреперів $k_{\text{в}} = 0,68$ [9].

Знос протектора за планований період

$$h_{\text{пр.п.п}} = \frac{h_{\text{пр.т.ц}} \cdot t_{\text{р}}}{t_{\text{об}} + t_{\text{пб}} \cdot k_{3\text{м}} \cdot t_{3\text{м}}}, \quad (20)$$

де $t_{\text{р}}$ – час роботи скрепера на рік; $t_{\text{об}}$ – час роботи на об'єкті, для скрепера ДЗ-13Б $t_{\text{об}} = 500$ маш. год [1]; $t_{\text{пб}}$ – тривалість перебудування з об'єкта на об'єкт, $t_{\text{пб}} = 1,5$; $k_{3\text{м}}$, $t_{3\text{м}}$ – відповідно коефіцієнт змінності та тривалість зміни, при п'ятиденному робочому тижні $k_{3\text{м}} = 1,33$, $t_{3\text{м}} = 7,76$ год [9].

У таблиці 1 наведено норми виконання скреперних робіт з імовірністю x для різних кліматичних зон [5, 9].

Таблиця 1 – Норми виконання скреперних робіт

Кліматична зона	$t_{\text{р}}$, год	x
I	2890	0,28
II	2150	0,41
III	2065	0,17
IV	1870	0,09
V	1755	0,05

Отже, визначимо ймовірне значення тривалості роботи скрепера на рік

$$t_{\text{р}} = \sum_{i=1}^5 t_{\text{р}i} \cdot x_i = 2890 \cdot 0,28 + 2150 \cdot 0,41 + 2065 \cdot 0,17 + 1870 \cdot 0,09 + 1755 \cdot 0,05 \approx 2298 \text{ год.}$$

Термін служби шини визначатиметься як

$$t_{\text{сл}} = \left[h_{\text{пр}} \right] / h_{\text{пр.п.п}}. \quad (21)$$

Параметри самохідного скрепера ДЗ-13Б [1]: $V_{\text{к}} = 16 \text{ м}^3$, $m_{\text{к}} = 37500 \text{ кг}$, $L_{\text{н}} = 2,85 \text{ м}$, $R_{\text{пов}} = 6,0 \text{ м}$, $V_{\text{пов}} = 1,0 \text{ м/с}$.

Результати визначення зносу протектора шин $h'_{\text{пр}}$ за кожною складовою робочого циклу скрепера (див. рис. 1), включаючи маневрування в забої, при дальності транспортування ґрунту $L_{\text{пер}} = 700 \text{ м}$ представлені на рис. 2.

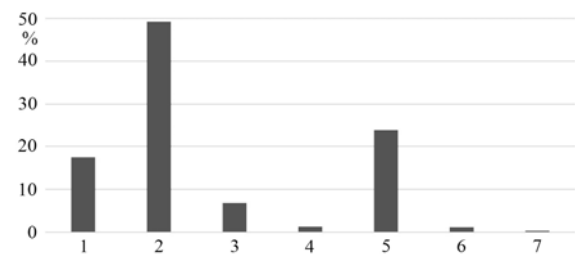


Рис. 2. Знос протектора шини за складовими робочого циклу: 1 – наповнення ковша; 2 – переміщення завантаженого скрепера; 3 – розвантаження ґрунту; 4, 6 – повороти; 5 – зворотний холостий хід; 7 – маневрування

Аналізуючи дані на рис. 2, напруженими ділянками робочого циклу є: переміщення завантаженого скрепера – 49,2 %, зворотний холостий хід – 23,9 %, наповнення ковша – 17,4 %, що становлять 90,5 % у загальному балансі зносу протектора шин скрепера.

Розрахунок терміну служби шини 27.00-33 моделі В-71 за виразом (14), враховуючи тільки абразивний механізм зносу [11], склав $t'_{\text{сл}} = 5855$ год, що більше на 17,1 % за нормативне значення $t_{\text{сл}} = 5000$ годин (рис. 3).

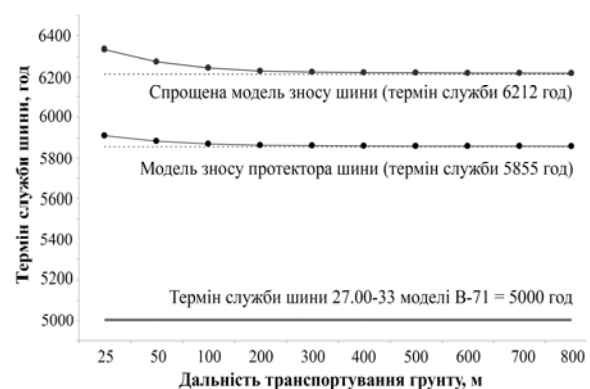


Рис. 3. Залежність терміну служби шини від дальності транспортування ґрунту

Одержаний результат є не урахуванням таких факторів, як розрив каркаса або розширення протектора у процесі експлуатації шини, які впливають на термін служби [2], і складатиме 15...25 % виходу з ладу пневматичної шини [10, 12]. Безумовно, в різній мірі впливають і інші можливі механізми зносу протекторних гум – втомний [13] і за допомогою «скоочування». Однак при зміні умов експлуатації шин співвідношення окремих видів зносу та сумарна інтенсивність зношування можуть суттєво змінюватися.

Висновки

Опис часового фактора зносу протектора шин виконано стосовно самохідного скрепера як для найбільш характерної землерийно-транспортної машини з позиції навантаження колісного рушія з пневматичними шинами.

Встановлено, що під час транспортування ґрунту знос протектора шини відбувається найчастіше, у 49,2 % випадках робочого циклу скрепера. У свою чергу під час зворотного холостого ходу та наповнення ковша знос протектора становить 23,9 % та 17,4 %.

Пріоритетними напрямками досліджень є вдосконалення аналітичних і експериментальних методів опису взаємодії пневматичних шин з опорною поверхнею, а також розробка методів статистичного моделювання терміну служби шин з урахуванням імовірнісного характеру розподілу умов експлуатації самохідних скреперів на об'єктах будівництва.

Література

1. Залко А. И., Ронинсон Э. Г., Сидоров Н. А. Самоходные скреперы. М., 1991. 256 с.
2. Балака М. М. Вплив умов експлуатації на довговічність великогабаритних шин. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2014. Вип. 65–66. С. 79–86.
3. Никулин П. И., Василенко А. В., Куприн Н. П. Исследование долговечности шин скреперов ДЗ-115А и ДЗ-107 на объектах ОАО «Саратовмелиорация». *Каучук и резина*. 2002. № 8. С. 28–30.
4. Фомін А. В., Костенюк О. О., Тетерятник О. А., Боковня Г. І. Системи технологій землерийних робіт у транспортному будівництві. К., 2018. 132 с.
5. Ерофеев В. Т., Молодых С. А., Леснов В. В. Проектирование производства земляных работ. М., 2005. 160 с.
6. Ульянов Н. А. Колесные движители строительных и дорожных машин. М., 1982. 279 с.
7. Бартењев Г. М., Зуев Ю. С. Прочность и разрушение высокоэластичных материалов. М., 1984. 386 с.

8. Марк Дж., Эрман Б., Эйрич Ф. Каучук и резина. Наука и технология: монография. Долгопрудный, 2011. 768 с.
9. Раннев А. В., Карелин В. Ф., Жаворонков А. В. и др. Строительные машины: справочник в 2 т. Т. 1. М., 1991. 496 с.
10. Балака М. Н., Мищук Д. А., Ходневич Н. Н. Результаты математического моделирования срока службы шин самоходного скрепера. *Транспортные и транспортно-технологические системы: материалы Междунар. науч.-техн. конф. (Тюмень, 20 апреля 2018)*. Тюмень, 2018. С. 26–29.
11. Балака М. Н., Антонков М. А. Проявление различных видов износа при эксплуатации пневматических шин. *Нефть и газ Западной Сибири: материалы Междунар. науч.-техн. конф. (Тюмень, 17–18 октября 2013)*. Тюмень, 2013. Т. 4. С. 14–16.
12. The last mile from every tire: How haul road maintenance can extend tire life. *Perspectives on Modern Mining*. 2007. Issue 1, pp. 2–5.
13. Балака М., Паламарчук Д., Новохацький П. Механізм втомного зносу протектора пневматичних шин. *Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем: матеріали II Всеукр. наук.-техн. інтернет-конф. (Рівне, 9–11 листопада 2020)*. Рівне, 2020. С. 104–105.

References

1. Zalko A. I., Roninson E. G., Sidorov N. A. Samokhodnye skrepery [Self-propelled scrapers]. Moscow, 1991. 256 p. [in Russian].
2. Balaka M. M. Vplyv umov ekspluatatsii na dovgovichnist velykogabarytnykh shyn [Impact of operating conditions on the durability of large-size tyres]. *Bulletin of Kharkov National Automobile and Highway University*, 2014, no. 65–66, pp. 79–86 [in Ukrainian].
3. Nikulin P. I., Vasilenko A. V., Kuprin N. P. Issledovanie dolgovechnosti shin skreperov DZ-115A i DZ-107 na obektakh ОАО «Saratovmelioratsiia» [Study of tires durability for scrapers DZ-115A and DZ-107 at the facilities of JSC «Saratovmelioration»]. *Rubber and gum*, 2002, no. 8, pp. 28–30 [in Russian].
4. Fomin A. V., Kostenjuk O. O., Teterjatnyk O. A., Bokovnja G. I. Systemy tehnologij zemleryjnyh robot u transportnomu budivnyctvi [Systems of earthmoving technologies in transport construction]. Kyiv, 2018. 132 p. [in Ukrainian].
5. Erofeev V. T., Molodykh S. A., Lesnov V. V. Proektirovanie proizvodstva zemlianykh robot [Production designing of earthmoving works]. Moscow, 2005. 160 p. [in Russian].
6. Ulianov N. A. Kolesnye dvizhiteli stroitelnykh i dorozhnykh mashin [Wheeled movers for building and road machines]. Moscow, 1982. 279 p. [in Russian].
7. Bartenev G. M., Zuev Iu. S. Prochnost i razrushe- nie vysokoelastichnykh materialov [Strength and

- destruction of highly elastic materials]. Moscow, 1984. 386 p. [in Russian].
8. Mark Dzh., Erman B., Eirich F. Kauchuk i rezina. Nauka i tekhnologiya: monografiia [Rubber and gum. Science and technology: monograph]. Dolgoprudny, 2011. 768 p. [in Russian].
 9. Rannev A. V., Karelin V. F., Zhavoronkov A. V. i dr. Stroitelnye mashiny: spravochnik [Building machinery: handbook]. Moscow, 1991. T. 1, 496 p. [in Russian].
 10. Balaka M. N., Mishchuk D. A., Khodnevich N. N. Rezultaty matematicheskogo modelirovaniia sroka sluzhby shin samokhodnogo skrepera [Mathematical simulation results of tires life for self-propelled scraper]. *Transport and transport-technological systems: Proceedings of the Intern. Sci.-Tech. Conf. Tyumen, April 20, 2018*, pp. 26–29 [in Russian].
 11. Balaka M. N., Antonkov M. A. Proiavlenie razlichnykh vidov iznosa pri ekspluatatsii pnevmaticheskikh shin [The manifestation of wear various types during the pneumatic tires operation.]. *Oil and Gas of Western Siberia: Proceedings of the Intern. Sci.-Tech. Conf. Tyumen, 17–18 October 2013*, T. 4, pp. 14–16 [in Russian].
 12. The last mile from every tire: How haul road maintenance can extend tire life. *Perspectives on Modern Mining*. 2007. Issue 1, pp. 2–5.
 13. Balaka M., Palamarchuk D., Novohackyj P. Mechanizm vtomnogo znosu protektora pnevmaticheskikh shin [Fatigue wear mechanism of pneumatic tire tread]. *Innovative technologies of machinery construction development and efficient functioning of transport systems: Proceedings of 2th all-Ukrainian. Sci.-Tech. Internet-conf. Rivne, November 9–11, 2020*, pp. 104–105 [in Ukrainian].

Балака Максим Миколайович, к.т.н., доц. каф. будівельних машин, +38 067-995-53-89, balaka.mm@knuba.edu.ua
Київський національний університет будівництва і архітектури, 03037, Україна, м. Київ, просп. Повітрофлотський, 31.

Time factor research of tires tread wear for self-propelled scraper

Abstract. Problem. The publications analysis about the self-propelled scrapers use on sites of road and reclamation construction is showed that during the performance of working operations there is unacceptable wear of the tires tread as a result of the intensive sliding on the support surface. Over time,

the pneumatic tires wear leads to decrease on the durability of the wheeled mover or tire failure as a result of the carcass rupture and the tread delamination. In its turn, the time factor of the tire tread wear depends directly on the duration of the scraper operating cycle, which implements the traction and transport modes. **Goal.** The life time increasing of the wheeled mover for the self-propelled scraper by reducing the tire tread wear. **Methodology.** Analytical methods for interaction process research of the pneumatic tires with support surface are used. Mathematical modeling methods were used to determine the time factor of the tire tread wear during scraping. **Results.** Dependencies for determining the duration of operating cycle components according to the elliptical scheme of scraping organization are presented. Based on the proposed mathematical model, such as takes into account the force, speed and time factors, the fractions of tire tread wear are determined by the components of the scraper operating cycle, which including its maneuvering in the face. It was found that most often the tire tread wear occurs when moving of the soil-loaded scraper. The presented calculation results of the tire life time according to the proposed method are showed the sufficient convergence with the scraper performance attributes, taking into account only the abrasive mechanism of the tire tread wear. **Originality.** To determine the life time of pneumatic tires for the self-propelled scraper, as the most fully combined characteristic features of the traction and transport machine, it is proposed to use the preferred mechanism of tire tread wear – abrasive, as well as the deformation models of the pneumatic tire and support surface. **Practical value.** The use of the proposed method for calculating the tire tread wear will to make the life time forecast of the wheeled mover for the self-propelled scraper at the design stage and to determine the reasonable needs for material and technical means of this machine operation.

Key words: life time, tire tread wear, self-propelled scraper, operating cycle.

Balaka Maxim, Ph.D., Assoc. Prof. of Building Machinery Department, +38 067-995-53-89, balaka.mm@knuba.edu.ua
Kyiv National University of Construction and Architecture, 31, Povitroflotsky Ave., Kyiv, 03037, Ukraine.