

А.В. Веснін, к.т.н., доц.
М.Є. Кристопчук, к.т.н., доц.
О.Д. Почужевський, асист.

ДВНЗ «Криворізький національний університет»

**МЕТОДИКА ФОРМУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ
СИСТЕМИ «ДВИГУН–ТРАНСМІСІЯ» КАР’ЄРНИХ АВТОСАМОСКИДІВ
ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЛАБОРАТОРНИХ І ПРОМИСЛОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ
ЇЇ ВИКОРИСТАННЯ**

Розглянуто методику формування раціональних параметрів системи «двигун–трансмсія» кар’єрних автосамоскидів відносно специфіки умов експлуатації. Наведено результати лабораторних та промислових досліджень.

Вступ. Кар’єрні автосамоскиди, завдяки своїм перевагам, транспортують близько 80 % загального об’єму видобутку гірничої маси на відкритих роботах підприємств гірничодобувних галузей у всьому світі. На території України переважна більшість машин представлена маркою БелАЗ вантажопідйомністю 30–55 т, оснащених гідромеханічною трансмісією.

Основною проблемою використання даної техніки є не одноманітність умов експлуатації, що спричинює зменшення продуктивності роботи та збільшення експлуатаційних витрат. Це, у свою чергу, спричинює збільшення вартості транспортування, яка на сьогодні досягає 50–60 % від загальної вартості робіт у кар’єрі. При цьому питома вага палива у витратах на перевезення у деяких випадках перевищує 30 %.

У зв’язку з тим, що покращання основних факторів умов експлуатації практично неможливо, було прийнято рішення провести наукові дослідження, впровадження результатів яких дозволило б підвищувати ефективності роботи кар’єрних автосамоскидів (збільшення паливної економічності та тягово-швидкісних властивостей) за рахунок узгодження параметрів та характеристик складових елементів системи «двигун–трансмсія» відносно специфіки умов експлуатації конкретного підприємства.

У рамках прийнятих рішень був проведений аналіз існуючих досліджень та публікацій. У результаті чого було встановлено, що за рахунок раціонального узгодження характеристик та параметрів вузлів і агрегатів транспортних машин, можливо досягти покращання їх експлуатаційних властивостей. Однак дані дослідження не проводилися для кар’єрних автосамоскидів та умов їх експлуатації і тому не можуть бути використані для даної техніки [1].

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Теоретичні дослідження дозволили встановити, що для кожної моделі кар’єрного автосамоскиду БелАЗ, оснащених гідромеханічною трансмісією, існує таке раціональне поєднання характеристик двигуна та параметрів трансмісії, яке забезпечує максимально можливу ефективність роботи в певних умовах [2]. У рамках цих досліджень був розроблений показник складності маршруту руху (характеризує чергування спусків і підйомів, а також зміни покриття впродовж маршруту руху), ефективності роботи (враховує баланс між масою і швидкістю перевезеного вантажу та обсягом витраченого при цьому палива) й узгодженості параметрів системи «двигун–трансмсія» (характеризує тягово-швидкісні властивості машини) [3, 4]. Аналітичні дослідження взаємозв’язку даних показників дозволили встановити функціональну залежність між ними, яка лягла в основу методики формування раціональних параметрів системи «двигун–трансмсія» кар’єрних автосамоскидів. Підтвердження достовірності отриманих результатів базуються на лабораторних та промислових дослідженнях.

Метою даної роботи є відображення методики формування раціональних параметрів системи «двигун–трансмсія» кар’єрних автосамоскидів та підтвердження її достовірності на основі результатів лабораторних та промислових досліджень.

Викладення основного матеріалу. Методика формування раціональних параметрів системи двигун–трансмсія починається з аналізу траси за допомогою показника складності даного маршруту руху (K) [3]. Його визначення базується на використанні залежності розподілу коефіцієнта сумарного опору дороги протягом маршруту руху $\psi_i(l_i)$ (рис. 1). У зв’язку з тим, що величина екстремумів на маршруті руху і значення коефіцієнта сумарного опору дороги будуть визначати складність певної траси, показник складності маршруту руху пропонується визначати як площу фігури, утворену між поліномом $\psi_i(l_i)$ та віссю довжини маршруту руху віднесеної до його одиниці.

Довжина полінома $\psi_i(l_i)$ визначається шляхом апроксимації окремих ділянок траси прямокутними трикутниками ΔACB (рис. 1), довжина гіпотенузи (AC) якого і буде відображати довжину полінома.

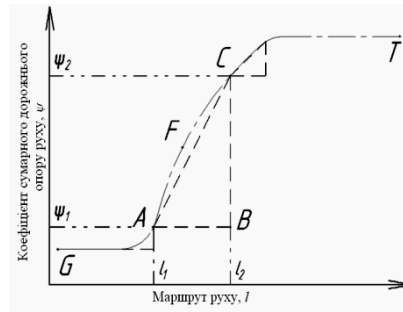


Рис. 1. Визначення показника складності маршруту руху на певній частині траси

Таким чином, довжину полінома $\psi_i(l_i)$ (рис. 1), тобто довжину гіпотенузи AC ΔCAB , яка апроксимує дугу AFC , буде визначатися за виразом:

$$L_{AC} = \sqrt{(l_1 - l_2)^2 + (\psi_2 - \psi_1)^2}. \quad (1)$$

Після доопрацювання викладеної методики [3] інтенсивність зміни полінома буде залежати від величини ψ_i зміни протягом довжини маршруту l_i , це значення пропонується визначати як середньозважене сумарного опорного руху на маршруті $\psi_{сер.зв}$ (2). Перевагою запропонованого методу є те, що він враховує частку руху на кожному маршруті від загальної довжини маршруту і забезпечує достовірне визначення площі фігури (рис. 1).

$$\psi_{сер.зв} = \psi_i \cdot \frac{l_i}{l_{заг}} + \psi_{i+1} \cdot \frac{l_{i+1}}{l_{заг}} + \dots + \psi_{n+1} \cdot \frac{l_{n+1}}{l_{заг}}, \quad (2)$$

де ψ_i – значення сумарного коефіцієнта опорного руху на i -тій ділянці траси; l_i – довжина i -ої ділянки траси; $l_{заг}$ – загальна довжина маршруту руху.

Однак слід зазначити, що у випадку коли певна ділянка траси описується не поліноміальною, а лінійною залежністю $\psi_i(l_i)$, тобто зміна від ψ_i до ψ_{i-1} відбувається при $l_i - l_{i-1} = 0$, довжину полінома слід визначати як різницю між ψ_i до ψ_{i-1} . Однак, коли $\psi_i - \psi_{i-1} = 0$, довжина полінома визначається як різниця між l_i до l_{i-1} . Для недопущення у даному випадку отримання від'ємних значень розрахункового значення ψ слід взяти по модулю. Таким чином, уточнений вигляд визначення показника складності маршруту руху матиме вигляд:

$$K = \frac{L_{\psi(l)} \cdot \psi_{сер.зв}}{l_{заг}} = \left\{ \begin{array}{l} L_{\psi(l)} = \sum_{h=1}^y \sqrt{(l_h - l_{h-1})^2 + (\psi_h - \psi_{h-1})^2} \\ \psi_{сер.зв} = \psi_i \cdot \frac{l_i}{l_{заг}} + \psi_{i+1} \cdot \frac{l_{i+1}}{l_{заг}} + \dots + \psi_{n+1} \cdot \frac{l_{n+1}}{l_{заг}} \end{array} \right\}. \quad (3)$$

Більш детальні дослідження дозволили встановити, що значення показника K , для кар'єрних автодоріг, використовуючи залежність (3), коливатиметься в межах від 0,01 (рух по асфальтобетонному покриттю), що характеризують найбільш легкі умови, до 0,1 відповідно найбільш складних.

Під час визначення показника ефективності (E), було встановлено, що процес транспортування вантажу найчастіше оцінюється натуральними, економічними, локальним або комплексними показниками. Однак у більшості випадків відомі формули не враховують специфіку умов експлуатації, комплектації машини, або прив'язані до показників конкретного підприємства. Крім того, досі єдиного показника ефективності роботи автотранспортних засобів (кар'єрних автосамоскидів) не сформовано.

Таким чином, на основі аналізу існуючих показників, сутності процесу транспортування, а також на принципах основної теореми подібності та розмірності, у даному вигляді, вперше запропоновано показник ефективності роботи кар'єрних автосамоскидів [4]:

$$E = \left(\frac{M + m}{M} \right) \cdot \frac{V_{cm}}{Q_M}, \quad (4)$$

де M – маса автотранспортного засобу без вантажу, кг; m – маса вантажу, кг; V_{cm} – середньотехнічна швидкість, км/год.; Q_M – витрати палива для даного маршруту руху, л.

Перший множник є нічим іншим як оберненим коефіцієнтом тари: по-перше – відображає наскільки вдалим є технологічне виконання кар'єрного автосамоскиду, а також удало здійснено його підбір, по вантажопідйомності та об'єму платформи, до гірничотехнічних умов (у даному випадку фізико-механічних властивостей транспортованого вантажу), по-друге – залежить від маси вантажу, що транспортується (який при його збільшенні буде прямо пропорційно зростати).

Другий множник – співвідношення середньотехнічної швидкості руху й витрати палива, відображає тягово-швидкісні й паливно-економічні властивості машини. Його визначення не порушує фізичну

сутність транспортного процесу: при збільшенні швидкості руху й зменшенні витрати палива, показник ефективності збільшується, у зворотному процесі – зменшується.

Значення показника ефективності коливається в межах від 0 до 1, більше значення якого відповідає більш високій ефективності роботи кар'єрного автосамоскиду.

Для оцінки рівня узгодженості характеристик двигуна та передаточних чисел трансмісії запропоновано використовувати вперше встановлений показник узгодженості параметрів вузлів та агрегатів системи «двигун–трансмісія» кар'єрного автосамоскиду ($S_{Д-Т}$) [3]. Він заснований на закономірності зміни площі фігури (рис. 2), утвореної між поліномом динамічного фактора машини та віссю кутової обертів швидкості двигуна $D = f(w)$:

$$S_{Д-Т} = \int_{n_{\max}}^{n_{xx}} f(w) dx. \quad (5)$$

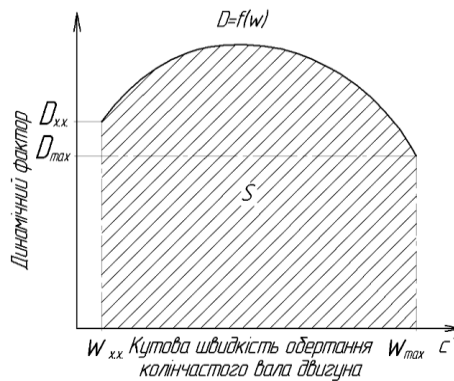


Рис. 2. Графічне визначення чисельного значення показника, який характеризує рівень узгодженості параметрів вузлів та агрегатів системи «двигун–трансмісія» кар'єрного автосамоскиду

При цьому було встановлено, що показник узгодженості ($S_{Д-Т}$) кар'єрних автосамоскидів БелАЗ з гідромеханічною трансмісією зміниться від 29,00 до 125,32, приймаючи більше значення при більш високому потенціалі тягово-швидкісних властивостей.

Отримані на аналітичному рівні закономірності зміни показника складності маршруту руху, ефективності роботи та узгодженості параметрів системи «двигун–трансмісія», залежно від експлуатаційних властивостей кар'єрного автосамоскиду та характеристик маршруту руху на основі теореми теорії подібності та розмірності, підтвердили адекватність методик їх формування.

Крім цього, був визначений взаємозв'язок між розробленими показниками, які забезпечують максимальну ефективність роботи кар'єрного автосамоскиду:

$$\begin{aligned} S_{\bar{A}-\bar{D}} = & 0,286 \cdot 10^{-10} \cdot \left(419,773 \cdot K + 1,4334 \cdot \left(\frac{E \cdot Q_M \cdot M}{V_{\bar{n}0}} \right) - 26,019 \right)^6 - 0,144 \cdot 10^{-7} \times \\ & \times \left(419,773 \cdot K + 1,4334 \cdot \left(\frac{E \cdot Q_M \cdot M}{V_{\bar{n}0}} \right) - 26,019 \right)^6 + 0,289 \cdot 10^{-5} \times \\ & \times \left(419,773 \cdot K + 1,4334 \cdot \left(\frac{E \cdot Q_M \cdot M}{V_{\bar{n}0}} \right) - 26,019 \right)^6 - 0,291 \cdot 10^{-3} \times \\ & \times \left(419,773 \cdot K + 1,4334 \cdot \left(\frac{E \cdot Q_M \cdot M}{V_{\bar{n}0}} \right) - 26,019 \right)^6 + 0,157 \cdot 10^{-1} \times \\ & \times \left(419,773 \cdot K + 1,4334 \cdot \left(\frac{E \cdot Q_M \cdot M}{V_{\bar{n}0}} \right) - 26,019 \right)^6 - 0,437 \times \\ & \times \left(419,773 \cdot K + 1,4334 \cdot \left(\frac{E \cdot Q_M \cdot M}{V_{\bar{n}0}} \right) - 26,019 \right)^6 + 5,997. \end{aligned} \quad (6)$$

Для підтвердження теоретичних результатів, сформована методика проведення лабораторного експерименту [5] та промислових досліджень.

У рамках лабораторного експерименту була розроблена конструкція лабораторної установки, яка дозволяє відтворити (моделювати) сумарне навантаження на двигун машини, а також визначити його вплив на експлуатаційні властивості машини. При цьому? використовуючи першу теорему теорії подібності, було доведено подібність моделювання лабораторною установкою процесу взаємодії системи «двигун–трансмiсія–гiрничотехнiчне технологiчне навантаження» [5].

Основа лабораторного експерименту складається з визначення часу витрати 20 мл палива двигуном Lifan 1P39FMB-B. У результаті цього було встановлено закономірності часу витрат палива та швидкості руху від передаточного числа трансмісії при сталому навантаженні (рис. 3).

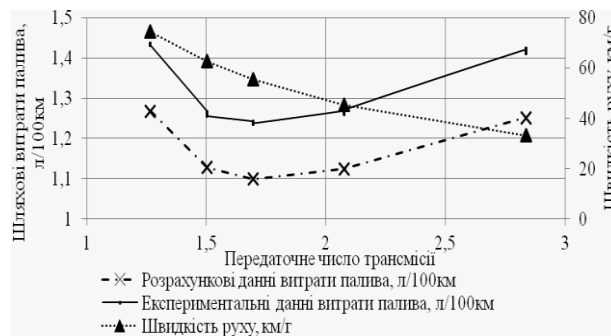


Рис. 3. Порівняння аналітичних та лабораторних досліджень залежності витрат палива та швидкості руху від передаточного числа трансмісії

Статистична обробка результатів лабораторного експерименту визначила за допомогою методики обробки результатів експериментальних досліджень Л.З. Румшинського, що в обох випадках спостерігається кореляція між експериментальними та теоретичними даними на рівні 0,9, а похибка не перевищує 13,8 % при довірчій імовірності 0,9. Таким чином, лабораторний експеримент підтвердив результати аналітичних досліджень.

У результаті промислового експерименту на першому етапі були проведені дослідження по визначенню експлуатаційних показників кар'єрних автосамоскидів БелА3-7540 № 408 та 411 ГТЦ-2 в умовах Ганнівського кар'єру та хвостосховища ВАТ «ПівніЗК». При цьому комплектації машин є ідентичними (двигун – ЯМЗ-240 М2; трансмісія: гідромеханічна передача «3+1», передаточне число колісної передачі 5,100; геометричний обсяг платформи – 15,06 м³; шини Белшина 18.00R25 ВФ-76БМ), за винятком головної передачі. У першому випадку її передаточне число для БелА3-7540 № 408 складає 3,72, а № 411 – 3,116.

При цьому було встановлено, що при виконанні однієї транспортної роботи і відмінності в комплектації системи «двигун–трансмiсія» машин лише передаточного числа головної передачі (відповідно), досягається зменшення витрати палива за зміну по Ганнівському кар'єрі ВАТ «ПівніЗК» – 5–8 л (2,4–4,2 %) на користь БелА3-7540 № 408, а у хвостосховищі ВАТ «ПівніЗК» – 5–9 л (2,9–5,0 %).

Загальну методику ідентифікації раціональних параметрів системи «двигун–трансмiсія» кар'єрних автосамоскидів можна представити у вигляді наступного алгоритму:

1. Визначається розподіл показника складності маршруту руху (3) по всій довжині траси, відповідно до якої проводиться формування комплектації системи «двигун–трансмiсія кар'єрного автосамоскиду»;

2. Визначається теоретичне (ідеальне) раціональне значення узгодженості системи «двигун–трансмiсія» (6) на кожній ділянці маршруту руху для певної моделі кар'єрного автосамоскиду, яка забезпечує максимальну ефективність роботи машини (4);

3. Визначається значення узгодженості системи «двигун–трансмiсія» в рамках кожної комплектації кар'єрного автосамоскиду (5);

4. Використовуючи різницьевий метод для кожної комплектації системи «двигун–трансмiсія», визначається комплексний показник якості – відповідності реальних показників щодо теоретичних (ідеальних). При цьому остаточний вибір комплектації кар'єрного автосамоскиду здійснюється на основі показника ефективності роботи (4).

Суть різницьевого методу полягає в тому, щоб знайти різницю між значеннями показника узгодженості системи «двигун–трансмiсія» проектної комплектації кар'єрного автосамоскиду та теоретичним (ідеальним) значенням.

Різниця визначається за виразом:

$$\Delta_i = \frac{(S_{д-т_p} - S_{д-т_ю})}{S_{д-т_p}}, \quad (7)$$

де Δ_i – різниця між показниками узгодженості системи «двигун–трансмсія» практичними $S_{д.т.пр}$ та ідеальними $S_{д.т.ід}$. на i -тій ділянці маршруту руху.

Якість формування комплектації кар’єрного автосамоскиду визначається за виразом:

$$W = \Delta_i \cdot \gamma_i + \Delta_{i+1} \cdot \gamma_{i+1} + \dots + \Delta_j \cdot \gamma_j, \quad (8)$$

де γ_i – коефіцієнт вагомості показника Δ_i (визначається через вагомість довжини кожної ділянки маршруту як середньозважена величина).

$$\gamma_i = \frac{l_i}{l_{заг}}. \quad (9)$$

При цьому необхідно зазначити, що різниця між показниками узгодженості системи «двигун–трансмсія» руху практичними ($S_{д.т.пр}$) та ідеальними ($S_{д.т.ід}$) повинна прагнути до нуля, а в ідеальному випадку бути рівною йому. Це говорить про те, що обрана комплектація системи «двигун–трансмсія» кар’єрного автосамоскиду володіє найбільш високими раціональними параметрами.

На останньому етапі було проведено впровадження результатів досліджень на кар’єрному автосамоскиді БелАЗ-7540 № 408 в умовах хвостосховища ВАТ «ПівніЗК» – отримано технічний ефект зменшення питомих витрат з 98,66 до 91,64 грн./т*км (7,66 %). Результати впровадження на кар’єрному автосамоскиді БелАЗ-7547 № 15 ТОВ «Промтехтранс» в умовах Ганнівського кар’єру ВАТ «Подільський цемент» було отримано технічний ефект зменшення питомих витрат з 107,38 до 101,26 грн./т*км (6,04 %). Впровадження результатів досліджень на кар’єрному автосамоскиді БелАЗ-7540 №2 ТОВ «Єврощєбін» дозволило отримати ефект у вигляді економії з 102,8 до 98,1 г/т*км дизельного палива.

Висновки. Розроблена методика визначення раціональних параметрів системи «двигун–трансмсія» кар’єрних автосамоскидів. Вона базується на функціональному взаємозв’язку розроблених та обґрунтованих показників складності маршруту руху, ефективності роботи та узгодженості параметрів системи «двигун–трансмсія». Достовірність отриманих результатів – обґрунтовані даними лабораторного експерименту та промисловими дослідженнями.

Подальші напрямки досліджень вбачають дослідження впливу особистих якостей водіїв на ефективність роботи кар’єрного автосамоскиду.

Список використаної літератури:

1. *Монастырский Ю.А.* Основные направления улучшения эксплуатационных свойств карьерных автосамосвалов / *Ю.А. Монастырский, А.В. Веснин, О.Д. Почужевский* // материалы V Всерос. молодежной научно-практ. конф. (с участием иностранных ученых) «Проблемы недропользования»: 8–11 февраля 2011 г. // ИГД УрО РАН. – Екатеринбург : УрО РАН, 2011. – С. 63–68.
2. *Монастырский Ю.А.* Оптимізація параметрів трансмісії кар’єрного автосамоскида як резерв зменшення витрат пального / *Ю.А. Монастырский, А.В. Веснин, О.Д. Почужевский* // Вісник Криворізького технічного університету. – Кривий Ріг : КТУ, 2010. – Вип. 25. – С. 183–186.
3. *Почужевский О.Д.* Формування показників складності маршруту руху та узгодженості параметрів системи «двигун–трансмсія» кар’єрного автосамоскиду / *О.Д. Почужевский* // Науковий вісник НУВГП. – Рівне : НУВГП, 2011. – Вип. № 3. – С. 97–105.
4. *Почужевский О.Д.* Новый подход к определению эффективности работы транспортных машин / *О.Д. Почужевский* // сб. науч. тр. СПГТИ. Ч. 2. – СПб., 2011. – С. 216–218.
5. *Монастырский Ю.А.* Лабораторна установка дослідження узгодження роботи двигуна і трансмісії колісних мобільних машин / *Ю.А. Монастырский, А.В. Веснин, О.Д. Почужевский* // Вісник Криворізького технічного університету. – Кривий Ріг : КТУ, 2011. – Вип. 29. – С. 147–150.

ВЕСНІН Артем В’ячеславович – кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри підйомно-транспортних машин ДВНЗ «Криворізький національний університет».

Наукові інтереси:

– підвищення ефективності експлуатації кар’єрних автосамоскидів.

Тел.: (098)286–91–88.

КРИСТОПЧУК Михайло Євгенович – кандидат технічних наук, доцент кафедри транспортні технології Національного університету «Львівська політехніка».

Наукові інтереси:

– підвищення ефективності експлуатації кар’єрних автосамоскидів.

Тел.: (097)299–85–44.

E-mail: aax-forever@ya.ru.

ПОЧУЖЕВСЬКИЙ Олег Дмитрович – асистент кафедри підйомно-транспортних машин ДВНЗ «Криворізький національний університет».

Наукові інтереси:

– підвищення ефективності експлуатації кар’єрних автосамоскидів.

Тел.: (098)286–91–88.

E-mail: aax-forever@ya.ru.

Стаття надійшла до редакції 21.08.2012

Веснін А.В., Кристопчук М.Є., Почужевський О.Д. Методика формування раціональних параметрів системи „двигун–трансмiсія” кар’єрних автосамоскидів та результати лабораторних і промислових досліджень її використання

Веснин А.В., Кристопчук М.Е., Почужевский О.Д. Методика формирования рациональных параметров системы «двигатель–трансмиссия» карьерных автосамосвалов и результаты лабораторных и промышленных исследований ее использования

Vesnina A.V., Kristopchuk M.E., Pochuzhevsky O.D. Methods of forming rational system parameters "engine-transmission" dump trucks and the results of laboratory and industrial studies of its use

УДК 629.353:622.684

Методика формирования рациональных параметров системы «двигатель-трансмиссия» карьерных автосамосвалов и результаты лабораторных и промышленных исследований ее использования / А.В. Веснин, М.Е. Кристопчук, О.Д. Почужевский

Рассмотрена методика формирования рациональных параметров системы «двигатель-трансмиссия» карьерных автосамосвалов относительно специфики условий эксплуатации. Приведены результаты лабораторных и промышленных исследований.

УДК 629.353:622.684

Methods of forming rational system parameters "engine-transmission" dump trucks and the results of laboratory and industrial studies of its use / A.V. Vesnin, M.E. Kristopchuk, O.D. Pochuzhevsky

The method of forming rational system parameters "engine-transmission" dump trucks relative to specific operating conditions. The results of laboratory and industrial research.