

УДК.622.684:629.353

Почужевський О.Д., асист. (Криворізький технічний університет, м. Кривий Ріг)

УДОСКОНАЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ТА ПАЛИВНО-ЕКОНОМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КАР'ЄРНИХ АВТОСАМОСКИДІВ З ГІДРОМЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ

Удосконалено математичну модель руху кар'єрного автосамоскида з гідромеханічною трансмісією, за рахунок використання експериментальної закономірності зміни інерції обертових мас та оцінки паливо-економічних властивостей машини секундною витратою палива.

Ключові слова: кар'єрний автосамоскид, математична модель руху, секундні витрати палива.

Усовершенствована математическая модель движения карьерного автосамосвала с гидромеханической трансмиссией, за счет использования экспериментальной закономерности изменения инерции вращающихся масс и оценки топливно-экономических свойств машины секундным расходом топлива.

Ключевые слова: карьерный автосамосвал, математическая модель движения, секундный расход топлива.

The mathematical model of motion career dumptruck with hydromechanical transmission, through the use of experimental regularities of inertia of the rotating masses and estimates of fuel and economic properties of the machine flow rate of fuel is improved.

Keywords: mining dumptruck, a mathematical model of traffic flow rate of fuel.

Близько 80% від загального об'єму видобутку гірничої маси на відкритих гірничих роботах транспортується кар'єрним автотранспортом, основу якого складають кар'єрні самоскиди – переважна більшість (близько 95%) має вантажопідйомність 30-45 т і оснащується гідромеханічною трансмісією. При цьому експлуатація характеризується досить складними як гірничотехнічними, так і дорожно-транспортними умовами.

Під час проектування кар'єрного автосамоскида, йому надають певних властивостей – потенційних, що забезпечують можливість виконувати функції, визначені його транспортним призначенням. При цьому двигун внутріш-

нього згоряння та трансмісія є невід'ємною частиною, що істотно впливає на його як технічні характеристики, так і екологічні показники.

В зв'язку з тим, що моделювання роботи трансмісії невід'ємно пов'язано з моделюванням роботи двигуна й рухом кар'єрного самоскида, пропонується їх поєднати в загальну систему «двигун – трансмісія», яка буде визначати ступінь пристосованості кар'єрного самоскида до найбільш ефективного його використання – ступеня реалізації потенційних властивостей у конкретних умовах експлуатації. Адже саме даний напрямок досліджень вважається актуальним та перспективним.

Процес визначення та обґрунтування раціональних параметрів системи «двигун – трансмісія» вимагає ретельної цілеспрямованої дослідницької роботи ще на етапі проектування. Недооцінка важливості й необхідності попередніх розрахунково-теоретичних досліджень призводить до загального зниження техніко-економічних і ергономічних показників кар'єрного самоскида.

Науковими школами, які внесли вагомий вклад у дослідження методів моделювання експлуатації кар'єрного транспорту, є: інститут гірничої справи міністерства чорної металургії СРСР, інститут гірничої справи імені Скочинського, Свердловський гірничий інститут, Ленінградський гірничий інститут, Московський гірничий інститут, Магнітогорський гірничо-металургійний інститут, Криворізький гірничорудний інститут [6].

На основі аналізу даних досліджень встановлено, що використати повністю одну з існуючих математичних моделей руху кар'єрного самоскида без змін неможливо, адже всі вони були створені або скомпоновані з існуючих таким чином, щоб досягти поставлену мету досліджень. А оскільки досі питання покращення експлуатаційних властивостей кар'єрних самоскидів з гідромеханічною трансмісією за рахунок параметрів системи «двигун – трансмісія» відносно специфіки конкретних умов експлуатації не досліджувалося, готової математичної моделі, яку можливо було б використати, не існує.

В зв'язку з цим основним завданням досліджень є створення на основі методів теорії автомобіля, а також існуючих результатів досліджень такої математичної моделі руху кар'єрного самоскида з гідромеханічною трансмісією, за допомогою якої з достатньою достовірністю можливо б було визначати та обґрунтовувати раціональні параметри системи «двигун – трансмісія», які в свою чергу дозволять підвищити ступінь реалізації його потенційних властивостей у конкретних умовах експлуатації.

Джерелом енергії для кар'єрного самоскида є двигун внутрішнього згоряння, основною характеристикою якого є його швидкісна характеристика: графік залежності потужності N_e , крутного моменту M_e та питомих витрат палива g_e від кутової швидкості колінчастого валу ω_e при максимальній подачі палива. Дана характеристика описує його енергоємність $N_e = f(\omega_e)$,

динамічність $M_e = f(\omega_e)$, та паливну економічність $g_e = f(\omega_e)$. Швидкісна характеристика складається з зовнішньої і часткової швидкісної характеристики.

Математично залежності $N_e = f(\omega_e)$ та $M_e = f(\omega_e)$ можливо описати за допомогою відомої формули С.Р. Лейдермана кубічною та квадратичною параболою [3].

У зв'язку із впливом несталого навантаження на роботу системи регулювання подачі палива й протікання робочого процесу – швидкісна характеристика двигуна, побудована за миттєвим значенням крутного моменту й кутової швидкості при безперервній їхній зміні, відрізняється від статичної швидкісної характеристики, кожній точці якої відповідає певне стале зовнішнє навантаження. При цьому потужність, яку розвиває двигун, менша від потужності на сталому режимі. Зменшення крутного моменту двигуна ΔM_k при роботі на несталих режимах не перевищує 3% і має лінійну тенденцію залежності від прискорення колінчастого валу [3, 5].

Всі сили, які діють на кар'єрний самоскид при прямолінійному русі (на підйом), можна розділити на три групи: сили опору руху (сила опору кочення, сила опору повітря, сила опору підйому, сила опору розгону), рушійна сила (колова сила на ведучих колесах) та нормальні до опорної поверхні сили (нормальні реакції опорної поверхні, складова ваги). В зв'язку з цим показники тягово-швидкісних властивостей кар'єрного самоскида можна визначити шляхом розв'язку диференціального рівняння руху [3]:

$$(dV / dt) \cdot M_a \cdot \delta_{об} = P_{кол}(V) - P_{он}(V, V^2) \pm G_a \cdot \sin \alpha$$

де M_a – повна маса кар'єрного самоскида, кг; $\delta_{об}$ – коефіцієнт, який ураховує обертові маси; $P_{кол}(V)$ – повна колова сила на ведучих колесах, Н; $P_{он}(V, V^2)$ – сума сил опору руху, які залежать від швидкості руху, Н; $G_a \cdot \sin \alpha$ – сила опору підйому, Н; G_a – сила тяжіння від повної маси, Н; α – кут поздовжнього нахилу полотна дороги; V – швидкість руху, м/с; dV / dt – прискорення кар'єрного самоскида, м/с².

Для визначення коефіцієнту, який враховує інерцію обертових мас $\delta_{об}$, неможливо використати відомі емпіричні та експериментальні залежності з теорії автомобіля, адже в них не розглядається система «двигун – трансмісія» кар'єрного автосамоскида оснащеного гідромеханічною трансмісією. Існуючі ж формули з визначення $\delta_{об}$ для даної трансмісії досить трудомісткі і потребують проведення певних експериментальних досліджень, які унеможли-

люються за рахунок габаритних розмірів та виробничого циклу даних машин. У зв'язку з цим прийнято рішення для кар'єрних самоскидів БелАЗ використовувати експериментально встановлену залежність зміни коефіцієнту, який враховує зміну інерції обертових мас залежно від швидкості руху кар'єрного самоскида при її обмеженні до 15 м/с [2, 5]:

$$\delta_{об} = 0,00046 \cdot V^2 - 0,0152 \cdot V + 1,188$$

Сила зчеплення коліс з опорною поверхнею $F_{зч}$. Відображає величину пробуксовування ведучих коліс, і визначається для кар'єрного самоскида з виразу

$$F_{зч} = R_z \cdot \varphi,$$

де R_z – нормальна реакція, що діє на ведучі колеса кар'єрного самоскида; φ – коефіцієнт зчеплення.

Силу тяги на ведучих колесах (Н) визначається за зовнішньо-швидкісною характеристикою з урахуванням передаточних відношень механізмів трансмісії

$$F_m = (M_e \cdot i_m \cdot \eta_m) / r_k,$$

де i_m – передаточне число трансмісії; r_k – радіус кочення колеса; η_m – коефіцієнт корисної дії трансмісії.

Передаточне число трансмісії для кар'єрного самоскида визначається з виразу

$$i_{mj} = i_j \cdot i_{ГП} \cdot i_{КП},$$

де $j = 1, 2, \dots, l$ – кількість ступеней трансмісії; i_{kj} – передаточне число k -ої ступені ГМП; $i_{ГП}$ – передаточне число головної передачі; $i_{КП}$ – передаточне число колісної передачі.

В зв'язку з тим, що тягова характеристика не дозволяє оцінювати динамічні якості різних транспортних засобів з різною масою та силою тяги на колесах, використовується універсальна динамічна характеристика – динамічний фактор.

$$D = (F_m - F_{нов}) / G_a$$

Максимальне прискорення, яке може мати кар'єрний самоскид, можна визначити з тягового балансу

$$j = ((D - f) \cdot g) / \delta_{об}.$$

Прийнявши до розгляду визначення коефіцієнту обертових мас $\delta_{об}$, а також врахувавши перехідні процеси в гідротрансформаторі, визначається

прискорення j , часу t_p та шлях розгону S_p кар'єрного самоскида. Згідно графоаналітичного методу Е.А. Чудакова та Н.А. Яковлева [2, 5] весь швидкісний діапазон розбивається на дрібні ділянки, для кожної з яких розраховується середнє прискорення для кожного інтервалу часу. При цьому режим перемикання передач визначається при досягненні максимально-можливої кутової швидкості колінчастого валу двигуна $\omega_{e \max}$ або, коли прискорення на наступній ввімкненій передачі має більше значення, ніж на попередній. Перемикання швидкостей приймається в ручному режимі, якщо ж використовується мікропроцесорне управління, перемикання швидкостей досліджується згідно використаного алгоритму.

Крім тягово-швидкісних властивостей, математична модель включає також алгоритм визначення паливно-енергетичних характеристик кар'єрного самоскида.

До паспортних характеристик двигуна належить величина питомих витрат палива g_e , котра вимірюється в г/(кВт·год) або в г/(к.с.год). Ця величина задається або як функція потужності двигуна N_e , або як функція кутової швидкості обертання колінчастого валу.

Годинна витрата палива G_T (в кг/год) визначається через g_e за формулою

$$G_T = (g_e \cdot N_e) / 1000$$

Питомі витрати палива залежать від кутової швидкості колінчастого валу і ступеня використання потужності двигуна. Тому питомі витрати палива (г/(кВт·год)) визначаються за формулою

$$g_e = g_N \cdot K_\omega \cdot K_{II}$$

де g_N – питомі витрати палива при максимальній потужності двигуна, г/(кВт·год); K_ω – коефіцієнт, який враховує частоту обертання колінчастого валу двигуна; ω_N – кутова швидкість за номінальних обертів колінчастого валу, c^{-1} ; ω – поточне значення кутової швидкості колінчастого валу, c^{-1} ; K_{II} – коефіцієнт, який враховує ступінь використання потужності двигуна.

Оціночним показником паливної економічності будь-кого автотранспортного засобу згідно ГОСТ 20306-90 [1] є шляхові витрати палива Q_s , у літрах на 100 км шляху, яку він проходить при випробуванні або експлуатації при певних дорожніх умовах. Тобто визначається залежність витрат палива на

100 км шляху Q_{si} від швидкості V_i та сумарного коефіцієнту опору руху f_i за умови $V_i(f_i) = const$. Оціночні показники й характеристики паливної економічності при цьому визначаються на основі їздових циклів. Але слід зазначити, що кар'єрні самоскиди згідно ГОСТ 30537-97 є позашляховими автотранспортними засобами, тому ГОСТ 20306-90 на них не розповсюджується. Крім цього, залежність $V_i(f_i)$ для кар'єрних автодоріг не має сталого характеру в порівнянні з дорогами загального користування, тому дані показники для проведення подальших досліджень використовувати неможливо.

В зв'язку з цим для кар'єрних самоскидів розроблено дві методики, які рекомендує ВАТ БелАЗ, для визначення експлуатаційних витрат палива, які забезпечують високу достовірність отриманих результатів стосовно конкретних умов експлуатації: методика О.О. Кулешова та методика ВАТ БелАЗ [4].

Завдяки дослідженням, які були проведені в Санкт-Петербурзькому гірничому інституті, було встановлено багатofакторні залежності витрати палива кар'єрними самоскидами від гірничотехнічних та інших умов, які дозволяють із достатньою точністю визначати витрата палива для конкретних умов експлуатації, за наступною методикою (методика професора Кулешова О.О.).

Загальна формула визначення експлуатаційних витрат палива (л/100 км) по горизонталі має вигляд:

$$Q^{зориз} = Q_{num}^{mp} \cdot [100 \cdot k_{ок} \cdot G_e \cdot (2k_m + 1)]$$

де Q_m^{num} – питома витрата палива двигуном самоскида при номінальній потужності (визначається за характеристикою двигуна), г/(кВт·год); 100 – 100 км пробігу; $k_{ок}$ – коефіцієнт опору кочення; k_m – коефіцієнт тари; G_e – вантажопідйомність, т.

Визначення експлуатаційних витрат палива (л/100 км) кар'єрним самоскидом при русі по горизонталі (на підйом) має вигляд:

$$Q_m^{sep} = \left((100 \cdot H \cdot (k_m + 1)) / 100 \right) \cdot G_e \cdot Q_{num}^{mp} = 0,1 \cdot H \cdot G_e \cdot Q_{num}^{mp} \cdot (k_m + 1)$$

де H висота переміщення навантаженого самоскида по вертикалі, м.

Розрахунковий метод визначення обсягу витрат палива, розроблений спеціалістами ВАТ БелАЗ, використовує класичні формули теорії автомобіля пристосовані до особливостей експлуатації кар'єрних самоскидів. Метод дозволяє з достатньою точністю визначити витрати палива для будь-яких складних умов руху, коли траса руху містить горизонтальні ділянки, з підйомами та спусками. Розрахунки рекомендуються виконувати по кожній ділянці траси окремо, після чого визначаються середньоарифметичні величини для всієї траси.

Визначення витрат палива кар'єрним самоскидом (л/100 км) при русі на підйомах і горизонтальних ділянках доріг визначається з виразу

$$Q_m = \left(Q_m^{num} \cdot F_\psi \cdot k_{np} \right) / (3600 \cdot \rho \cdot \eta_m),$$

де Q_m^{num} – питомі витрати палива при номінальній потужності (визначається за характеристикою двигуна), г/(кВт·год); $k_{ок}$ – коефіцієнт опору кочення; i – позовжній ухил дороги, %; G_c – маса кар'єрного самоскида (завантаженого або порожнього залежно від умов руху на досліджуємій ділянці маршруту руху), кг; k_{np} – коефіцієнт використання пробігу з вантажем; g – прискорення вільного падіння, м/с²; ρ – щільність дизельного палива при температурі 20°C (кг/л), приймається 0,83 кг/л.

Аналізуючи складові чинники, які входять до даних формул, встановлено, що кожна з них не містить таких показників, як передаточне число трансмісії, швидкість або час руху, тобто вони жодним чином не враховують узгодженість роботи системи «двигун – трансмісія» кар'єрного самоскида, тому не можуть бути використані при проведенні подальших досліджень.

У зв'язку з цим виникає необхідність у розробці методики з визначення витрати палива, яка повинна враховувати рівень узгодженості параметрів та характеристик елементів системи «двигун – трансмісія» кар'єрного самоскида відносно специфіки умов експлуатації на будь-якій ділянці траси та у будь-який проміжок часу.

В зв'язку з цим для подальших досліджень прийнято рішення використовувати секундні витрати палива. Адже вони дозволять з будь-якою дискретністю за всім маршрутом виявити узгодженість роботи системи «двигун – трансмісія» кар'єрного самоскида.

Представивши характеристику зміни повздовжнього профілю автодороги у вигляді інтерполуючої функції $\psi = f(l)$ поліномом Ньютона та використавши при цьому аналітико-імітаційне моделювання, для заданого маршруту руху, для якої відома залежність $\psi = f(l)$, можна визначити залежність $V = f(\psi, l)$ [5]

$$dV = \left((D(V) - \psi(l)) \cdot g \right) / (\delta_{об}(V) \cdot V_{cp}(l)) \cdot dl$$

Рішення даного диференціального рівняння при заданому кроці та початкових умовах l_0, V_0 дозволяє визначити на кожній ділянці l_i швидкість V_i , час руху t_i та обсяг витрачаемого палива Q_{ci} (секундні витрати, г/с) при повному використанні потужності двигуна. Витрату палива пропонується визначити саме секундною, адже завдяки цьому можливо визначити на будь-

якій ділянці траси швидкість та час руху. Повна витрата палива на певній ділянці маршруту (кг) визначається з виразу $Q_i = Q_{ci} \cdot t_i$, а для всього маршруту $Q = \sum Q_{ci}$.

Отже секундну витрату палива (г/с) пропонується визначати по залежностях як функцію від швидкості [5]

$$Q_{ci} = \frac{g_N \cdot K_\omega \cdot K_u \cdot K_{pm} \cdot K_{\text{дв}} \cdot (\psi(l, G) \cdot G_a \cdot K_q \cdot V + W \cdot V^3)}{18 \cdot 10^5 \cdot \eta_{mp}}$$

де g_N – питомі витрати палива за номінальної потужності, г/(кВт·год); K_{pm} – коефіцієнт який враховує підвищений рівень витрат палива на місцевості, яка розміщена на певній висоті над рівнем моря H_{pm} ; $K_{\text{дв}}$ – коефіцієнт, який враховує підвищений рівень витрат палива в зв'язку з збільшенням напруження двигуна T_p , визначається з залежності [5]; K_q – коефіцієнт використання вантажопідйомності; G_a – повна сила тяжіння кар'єрного самоскида, Н.

Таким чином, була розроблена удосконалена математична модель руху, яка завдяки новому підходу до моделювання паливно-економічних властивостей кар'єрного автосамоскида – використання емпіричного коефіцієнту інерції обертових мас, а також секундної витрати палива, може бути використана під час визначення та обґрунтування раціональних параметрів системи «двигун – трансмісія» відносно специфіки умов експлуатації.

Подальші дослідження вбачають розробку методики визначення секундної витрати палива залежно від умов експлуатації кар'єрного автосамоскида.

1. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний: ГОСТ 20306-90 – [действует с 01.01.90]. – М. : Издательство стандартов, 1991. – 23 с.
2. Васильев М. В. Эксплуатация карьерного автотранспорта / М. В. Васильев, В. П. Смирнов, А. А. Кулешов. – М. : Недра, 1979. – 280 с.
3. Литвинов А. С. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств / А. С. литвинов, Я. Е. Фаробин. – М. : Машиностроение, 1989. – 240 с.
4. Мариев П. Л. Карьерная техника ПО «БелАЗ»: справочник / П. Л. Мариев, К. Ю. Анистратов. – М. : Горное дело, 2007. – 456 с.
5. Пахомов В. И. Эксплуатационные свойства автомобиля / В. И. Пахомов, В. С. Гирич, С. А. Жуков. – Кривой Рог : Издательский дом, 2008. – 120 с.
6. Ребрин Е. Ю. Моделирование работы карьерного автотранспорта: дисс. ... канд. техн. наук: 05.13.16 / Евгений Юрьевич Ребрин. – Екатеринбург, 1995. – 220 с.
7. Транспорт на гірничих підприємствах: підручн. для вузів / [М. Я. Біліченко, Г. Г. Півняк, В. В. Тарасов] / за ред. О. О. Ренгеновича. – 3-тє вид. – Дніпропетровськ: Національний гірничий університет, 2005. – 636 с.

Рецензент: д.т.н., проф. Громадський А.С. (Криворізький технічний університет, м. Кривий Ріг)