

УДК 629.1.05:622.684

Почужевський О.Д., канд. техн. наук, доцент,
Кляцький В.І., канд. техн. наук, доцент
(Державний ВНЗ «КНУ»)

**ПОБУДОВА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДОСЛІДЖЕННЯ
ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КАР'ЄРНИХ
АВТОСАМОСКИДІВ З ГІДРОМЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ**

Почужевский О.Д., канд. техн. наук, доцент,
Кляцкий В.И., канд. техн. наук, доцент
(Государственное ВУЗ «КНУ»)

**ПОСТРОЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ИССЛЕДОВАНИЯ
ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ КАРЬЕРНЫХ
АВТОСАМОСВАЛОВ С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ**

Pochuzhevsky O.D., Ph.D. (Tech.), Associate Professor,
Klyatsky V.I., Ph.D. (Tech.), Associate Professor
(State HEI "KNU")

**THE MATHEMATICAL MODEL FOR STUDYING PERFORMANCE
PROPERTIES OF THE MINE DUMP TRUCKS WITH
HYDROMECHANICAL TRANSMISSION**

Анотація. Виходячи з розподілу світового парку кар'єрного автотранспорту (кар'єрних автосамоскидів) за типом трансмісії, дослідження в статті направлені на розгляд машин оснащених гідромеханічною трансмісією. На основі аналізу існуючих наукових досліджень та враховуючи специфіку експлуатації даної техніки (досить складні, специфічні гірничотехнічні, дорожньо-транспортні та кліматичні умови роботи на різних підприємствах, які одночасно супроводжуються певними сталими умовами транспортування гірничої маси в межах експлуатуемого підприємства протягом всього терміну роботи машини) – сформована удосконалена математична модель руху кар'єрних автосамоскидів. Завдяки новому підходу до моделювання експлуатаційних властивостей – використання емпіричного коефіцієнту інерції обертових мас, а також секундної (миттєвої) витрати палива, може бути використана під час визначення та обґрунтування раціональних параметрів системи «двигун-трансмісія» залежно від специфіки умов експлуатації.

Ключові слова: кар'єрний автосамоскид, гідромеханічна трансмісія, гідромеханічна передача, математична модель руху, удосконалення, експлуатаційні властивості, система «двигун-трансмісія»

Проблема та її зв'язок з науковими та практичними задачами. На сьогодні кар'єрні автосамоскиди залишаються найбільш універсальним та перспективним видом кар'єрного автотранспорту – транспортують близько 80 % від загального об'єму видобутку гірничої маси на відкритих гірничих роботах. Вони використовуються при будівництві великих промислових і гідротехнічних споруд, на відкритих розробках, при спорудженні дорожномагістральних комплексів, а також в технологічних підрозділах гірничих і металургійних підприємств [1, 2].

Таке широке розповсюдження пов'язано з цілим рядом переваг у порівнянні з іншими видами транспорту, а саме [3]: гнучкістю, маневреністю і взаємною незалежністю роботи машин; автономністю роботи відносно енергоджерела; невисокою вимогливістю до плану й профілю технологічних доріг і т. ін.

Незалежно від виробника, кар'єрні автосамоскиди можуть бути оснащені гідромеханічною або електромеханічною трансмісією. Перший тип є найбільш масовим від загального світового парку даних машин (близько 90-95 %). Гідромеханічна трансмісія (ГМТ) на машинах вантажопідйомністю до 100 т утримує позиції безальтернативного приводу, крім того вона має великий коефіцієнт корисної дії – 0,82-0,85 проти 0,76-0,79 у електроприводних трансмісій, а також можливість стабільної роботи на ухилах до 15 % проти 5-7 % [4, 5].

Особливістю експлуатації кар'єрних автосамоскидів з одного боку є досить складні, специфічні гірничотехнічні, дорожньо-транспортні та кліматичні умови (у порівнянні з іншими вантажними автомобілями), а з іншого – данні машини все своє життя працюють в одноманітних, сталих, умовах які притаманні конкретному підприємству. У зв'язку з цим дана техніка повинна мати достатні енергетичні можливості (які забезпечуються відповідними параметрами і характеристиками вузлів систем та агрегатів) для роботи з максимальною продуктивністю та ефективністю [6]. Це у свою чергу вимагає під час проведення досліджень (розрахунків) використовувати адекватну математичну модель руху кар'єрного автосамоскиду, яка б дозволила оцінювати й аналізувати всі режими руху, а також визначати їх вплив на параметри елементів системи «двигун-трансмісія» (адже саме в цій системі енергетичні втрати є найбільшими) в залежності від специфіки умов експлуатації [7].

Аналіз досліджень та публікацій. Провівши огляд існуючих публікацій та наукових робіт за останні 40 років, слід відзначити, що науковими школами, які внесли вагомий вклад в дослідження методів моделювання експлуатації кар'єрного автотранспорту 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 [8].

Постановка задачі. Використати одну з існуючих математичних моделей руху неможливо, адже всі вони були створені або скомпоновані з існуючих таким чином, щоб досягти поставлену мету досліджень у науковій роботі. У більшості випадків це звужує можливість використання даних результатів. Враховуючи те що досі питання покращення експлуатаційних властивостей кар'єрних автосамоскидів з ГМТ залишається актуальним, розглянемо можливість його вирішення за рахунок пристосування параметрів системи «двигун-трансмісія» відносно специфіки умов експлуатації, для чого й сформуємо відповідну математичну модель.

Викладання матеріалу та результати. Для вирішення поставленої задачі сформовані наступні етапи формування удосконаленої математичної моделі руху: моделювання режиму роботи двигуна; моделювання режиму руху; моделю-

вання паливно-економічних показників.

Джерелом енергії для кар'єрного автосамоскиду 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 відносно 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 швидкісної характеристики (тобто при повному навантаженні двигуна та подачі палива), і часткової швидкісної характеристики (при використанні неповної потужності двигуна та подачі палива).

Математично, залежності $N_e=f(\omega_e)$ та $M_e=f(\omega_e)$ можна описати за допомогою відомої формули С.Р. Лейдермана кубічною та квадратичною параболою [9].

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 при сталому режимі. Зменшення крутного моменту двигуна ΔM_k при роботі на несталіх режимах не перевищує 3 % і має лінійну тенденцію залежності від прискорення колінчастого валу

$$\Delta M_k = \lambda \cdot M_k \frac{d\omega}{dt}, \quad (1)$$

де $\lambda=0,001 \dots 0,002$ – коефіцієнт зменшення моменту пов'язаний з несталім режимом роботи двигуна.

Всі сили, які діють на кар'єрний автосамоскид при прямолінійному русі (на підйом), можна розділити на три групи:

1. Сили опору руху: а) F_f – сила опору кочення; б) F_{nos} – сила опору повітря; в) F_i – сила опору підйому; г) F_p – сила опору розгону.

2. Рушійна сила: F_k – колова сила на ведучих колесах;

3. Нормальні до опорної поверхні сили: а) нормальні реакції опорної поверхні; б) складова ваги, нормальна до опорної поверхні.

Сила опору кочення F_f . Ця сила спричинена гістерезисними втратами в шині при її радіальній, тангенціальній та боковій деформаціях та ковзанням в зоні контакту. Сумарний опір кочення визначається з виразу

$$F_f = \sum_{i=1}^n F_{fi} = f \cdot G_a \cdot \cos \alpha, \quad (2)$$

де f – коефіцієнт опору кочення; G_a – вага кар'єрного автосамоскиду в Н; α –

повздожній кут ухилу автодороги, град.

Сила опору повітря $F_{нов}$. Спричинена п'ятьма складовими: опором форми (лобове), виступів і впадин, внутрішніх потоків, індуктивного та поверхневого опору. Згідно з теорією автомобіля використовують сумарну силу опору повітря, яка визначається з виразу

$$F_{нов} = \kappa_{нов} \cdot \alpha_n \cdot H \cdot B \cdot V^2, \quad (3)$$

де $\kappa_{нов}$ – коефіцієнт опору повітря, $(Н \cdot с^2)/м^4$; H, B – габарити висота та ширина кар'єрного автосамоскиду, м; α_n – коефіцієнт заповнення площини (0,7...0,9); V – швидкість руху, км/год.

Сила опору підйому F_i . Під даною силою розуміється складова ваги кар'єрного автосамоскиду, паралельна опорній поверхні і прикладена до його центру ваги.

$$F_i = G_a \cdot \sin \alpha. \quad (4)$$

Сумарна сила опору руху F_{ψ} складається з сили опору підйому та опору качення:

$$F_{\psi} = F_i + F_f. \quad (5)$$

Сила інерції (опору розгону) F_p . Складається з опору розгону поступово рухомих мас та опору розгону обертових мас. Такими частинами є маховик двигуна та пов'язані з ним деталі трансмісії, а також колеса кар'єрного автосамоскиду – визначається згідно з другим законом Ньютона за допомогою диференціального рівняння

$$F_p = m_a \cdot \delta_{об} \frac{dV}{dt}, \quad (6)$$

де m_a – вага кар'єрного автосамоскиду, т; $\delta_{об}$ – коефіцієнт врахування обертових мас; dV/dt – прискорення центру ваги, м/с².

Для визначення коефіцієнту врахування обертових мас $\delta_{об}$ неможливо використовувати відомі формули з теорії автомобіля, адже в них розглядаються механічні коробки швидкостей, а в даній роботі розглядаються кар'єрні автосамоскиди оснащені ГМТ. Існуючі ж формули по визначенню $\delta_{об}$ для трансмісії до складу якої входить гідромеханічна передача (ГМП), досить трудомісткі і практично завжди потребують проведення певних експериментальних досліджень. У зв'язку з цим прийнято рішення для машин з ГМТ використовувати експериментально встановлену для кар'єрних автосамоскидів БелАЗ залежність зміни коефіцієнту врахування інерції обертових мас від швидкості при її обмеженні до 15 м/с [10, 11].

$$\delta_{об} = 0,00046 \cdot V^2 - 0,0152 \cdot V + 1,188 \quad (7)$$

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

$$F_{зч} = R_z \cdot \varphi, \quad (8)$$

де R – нормальна реакція діюча на ведучі колеса кар'єрного автосамоскиду; φ – коефіцієнт зчеплення.

В зв'язку з цим диференціальне рівняння руху кар'єрного автосамоскиду можна записати у вигляді рівняння силового балансу

$$F_m - \sum F_{пyx} = M_a \cdot \delta_{об} \cdot \frac{dV}{dt}, \quad (9)$$

де dV/dt – прискорення кар'єрного автосамоскиду, м/с²; M_a – повна маса кар'єрного автосамоскиду, кг; $\delta_{об}$ – коефіцієнт, який враховує обертові маси; F_m – сила тяги на ведучих колесах, Н; $\sum F_{пyx}$ – сумарна сила опору руху, Н (при сталому русі складається з сили опору кочення та підйому, а при розгоні до цих двох сил додається сила опору розгону).

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

$$F_m = (M_e \cdot i_m \cdot \eta_m) / r_k, \quad (10)$$

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

Передаточне число трансмісії для кар'єрного автосамоскиду визначається з виразу:

$$i_{mj} = i_j \cdot i_{ГП} \cdot i_{КП}, \quad (11)$$

де $j=1,2\dots l$ – кількість ступенів ГМП; 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 машин з неоднаковою масою та силою тяги на колесах, використовується універсальна динамічна характеристика – динамічний фактор

$$D = (F_m - F_{нов}) / G_a. \quad (12)$$

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

$$j = ((D - f) \cdot g) / \delta_{об}. \quad (13)$$

Прийнявши до розгляду визначення коефіцієнту обертових мас $\delta_{об}$, а також нехтуючи процесами в гідротрансформаторі ГМП (адже перехідні процеси в гідротрансформаторі займають незначний проміжок часу) методика визначення прискорення j , часу t_p та шляху розгону S_p кар'єрного автосамоскиду з ГМП аналогічна транспортному засобу з механічною трансмісією.

Згідно графоаналітичного методу Е.А. Чудакова та Н.А. Яковлева весь швидкісний діапазон необхідно розбити на дрібні ділянки, для кожної з яких розраховується середнє прискорення

$$\bar{j}_{cn,n+1} = (j_n + j_{n+1}) / 2, \quad (14)$$

для кожного інтервалу часу

$$\Delta t_{n,n+1} = (V_{n+1} - V_n) / (3,6 \cdot \bar{j}_c), \quad (15)$$

де j_n, j_{n+1} – відповідно прискорення при початковій V_n та кінцевій V_{n+1} швидкості даного інтервалу.

При визначенні режиму перемикання передач необхідно: а) досягнення максимальної можливої кутової швидкості колінчастого валу двигуна $\omega_{емax}$; б) прискорення на наступній ввімкненій передачі повинно бути більше ніж на попередній.

За допомогою сумування часу розгону на певних швидкісних інтервалах, визначається час розгону кар'єрного автосамоскиду

$$t_p = \sum_n \Delta t_{n,n+1} = \int_{V_n}^{V_{n+1}} \frac{dV}{j}. \quad (16)$$

Аналогічним методом визначаємо шлях розгону. Врахувавши що час руху прямо пропорційно залежить від швидкості, дане співвідношення можна представити у вигляді функції $t=f(V)$

$$S_p = \sum_n S_{n,n+1} = \int_0^t V \cdot dt, \quad (17)$$

де $S_{n,n+1}$ – пройдений шлях розгону на певному швидкісному інтервалі.

При необхідності згідно отриманих даних t_p, S_p будується швидкісна характеристика розгону $V=f(t_p)$ та $V=f(S_p)$.

Розглянута математична модель, включає також алгоритм визначення паливно-енергетичних характеристик кар'єрного автосамоскиду.

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 колінчатого валу.

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

$$G_T = (g_e \cdot N_e) / 1000. \quad (18)$$

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

$$g_e = g_N \cdot K_\omega \cdot K_H, \quad (19)$$

де g_N – питомі витрати палива при максимальній потужності двигуна, г/(кВт·год); K_ω – коефіцієнт який враховує частоту обертання колінчастого валу двигуна. Для всіх типів двигунів його рекомендується визначати за виразом:

$$K_\omega = 1,26 - 0,85 \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right) + 0,59 \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega_N} \right)^2, \quad (20)$$

де ω_N – кутова швидкість за номінальних обертів колінчастого валу, с^{-1} ; ω_i – поточне значення кутової швидкості колінчастого валу, с^{-1} ; K_H – коефіцієнт який враховує ступінь використання потужності двигуна. Для дизельних двигунів визначається за формулою

$$K_H = 1,65 - 2,3 \cdot \left(\frac{N_\psi + N_{нов}}{N_e \cdot \eta_m} \right) + 1,65 \cdot \left(\frac{N_\psi + N_{нов}}{N_e \cdot \eta_m} \right)^2. \quad (21)$$

Оціночним показником паливної економічності автотранспортного засобу, 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 $V_i(f_i) = const$.

Відповідно до ГОСТ 20306-90 «Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний» оціночні показники й характеристики паливної економічності автотранспортних засобів встановлюються на основі їздових циклів. Але слід зазначити, що кар'єрні автосамоскиди є саме 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 (повздовжній профіль та трасування автодоріг на підприємстві (кар'єрі, будівництві, і тд.) періодично змінюється в залежності від розвитку місця використання (гірничих

робіт)). Тому дані показники згідно ГОСТ 20306-90 для проведення подальших досліджень використовувати неможливо.

В зв'язку з цим для кар'єрних автосамоскидів, розроблено дві методики які рекомендує БелАЗ, для визначення (розрахунку) експлуатаційних витрат палива кар'єрними автосамоскидами, які забезпечують високу достовірність отриманих результатів стосовно до конкретних умов експлуатації: методика О.О. Кулешова та методика БелАЗ [12].

Завдяки дослідженням, які були проведені в Санкт-Петербурзькому гірничому інституті, було встановлено багатофакторні залежності витрати палива кар'єрними самоскидами від гірничотехнічних і 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 горизонтальній ділянці траси має вигляд

$$Q^{гориз} = Q_{num}^{mp} \cdot [100 \cdot k_{ок} \cdot G_g \cdot (2k_m + 1)], \quad (22)$$

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

Визначення експлуатаційних витрат палива (л/100 км) кар'єрним автосамоскидом при русі на підйом має вигляд

$$Q_m^{верт} = \frac{100 \cdot H \cdot (k_m + 1)}{1000} \cdot G_g \cdot Q_{num}^{mp} = 0,1 \cdot H \cdot G_g \cdot Q_{num}^{mp} \cdot (k_m + 1), \quad (23)$$

де H – висота переміщення навантаженого самоскида по вертикалі, м.

Розрахунковий метод визначення обсягу витрат палива, розроблений спеціалістами БелАЗ, використовує класичні формули теорії автомобіля пристосовані до особливостей експлуатації кар'єрних автосамоскидів. Метод дозволяє з достатньою точністю визначити витрати палива для будь-яких складних умов руху, коли траса руху містить горизонтальні ділянки, з підйомами та спусками. Переміщення при цьому може відбуватися як в завантаженому так і порожньому стані в будь-яких напрямках.

Розрахунки рекомендується виконувати по кожній ділянці траси окремо, після чого визначаються середньоарифметичні величини для всієї траси.

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

$$Q_m = (Q_m^{num} \cdot F_{\psi} \cdot k_{np}) / (3600 \cdot \rho \cdot \eta_m), \quad (24)$$

де Q_m^{num} – питома витрата палива при номінальній потужності (визначається за характеристикою двигуна), г/(кВт·год); i – поздовжній ухил дороги, %; G_c – маса кар’єрного автосамоскиду (завантаженого або порожнього – залежно від умов руху на ділянці маршруту руху, що досліджується), 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 0,83кг/л.

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

В зв’язку з цим виникає необхідність в розробці методики по визначенню витрати палива, яка повинна враховувати рівень узгодженості параметрів та характеристик елементів системи «двигун-трансмісія» кар’єрного автосамоскиду 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 по всьому маршруту виявити узгодженість роботи системи «двигун-трансмісія» кар’єрного автосамоскиду.

Представивши характеристику зміни повздовжнього профілю автодороги у вигляді інтерполюючої функції $\psi=f(l)$ поліномом Ньютона та використавши при цьому аналітико-імітаційне моделювання, для заданого маршруту руху, при цьому відома залежність $\psi=f(l)$, можна визначити залежність $V=f(\psi, l)$ [11]

$$dV = \frac{[D(V) - \psi(l)] \cdot g}{\delta_{об}(V) \cdot V_{cp}(l)} dl. \quad (25)$$

Рішення даного диференціального рівняння при заданому кроці і початкових умовах l_0, V_0 дозволяє визначати на кожній ділянці l_i швидкість V_i , час руху t_i та обсяг миттєвої витрати палива Q_{ci} (секундні витрати, г/с) при повному використанні потужності двигуна. Витрата палива пропонується визначати 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 [12]

$$Q_{ci} = \frac{g_N \cdot K_{\omega} \cdot K_u \cdot K_{pm} \cdot K_{\delta\epsilon} (\psi(l, G) \cdot G_a \cdot K_q \cdot V + W \cdot V^3)}{3600 \cdot \eta_{mp}}, \quad (26)$$

де g_N – питома 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} .

$$K_{pm} = 750002 \cdot 10^{-5} \cdot H_{pm} + 0,9666 \quad (27)$$

де $K_{\partial\partial}$ – коефіцієнт, який враховує підвищений рівень витрат палива в зв'язку з збільшенням напрацювання двигуна T_p , визначається з залежності [6]

$$K_{\partial\partial} = 8,0 \cdot 10^{-5} \cdot T_p + 0,84, \quad (28)$$

де K_q – коефіцієнт використання вантажопідйомності; G_a – повна сила тяжіння завантаженого кар'єрного автосамоскиду, Н;

Отримана загальна втрата палива для всього маршруту Q (кг) може бути представлена у вигляді питомих витрат палива або в літрах на ходку

$$Q_{m \cdot km} = Q / (q_{kc} \cdot K_q \cdot l), \text{ г/ткм} \quad (29)$$

де q_{kc} – вантажопідйомність кар'єрного автосамоскида, т.

$$Q_{m \cdot km} = Q / \rho, \text{ л/ходку}, \quad (30)$$

де ρ – щільність дизельного палива при температурі 20 °С. При відомій температурі оточуючого середовища T щільність дизельного палива визначається залежністю

$$\rho = \rho_{20} - \zeta(T - 20), \text{ кг/л}, \quad (31)$$

де $\rho_{20} = 0,86 \text{ кг/л}$ – щільність дизельного палива при температурі 20 °С; $\zeta = 0,00076$ – температурна поправка на 1 °С для дизельного палива.

Висновки та подальші напрямки досліджень. Таким чином була створена математична модель руху, яка завдяки новому підходу до моделювання експлуатаційних властивостей кар'єрних автосамоскидів з ГМТ – використання емпіричного коефіцієнту інерції обертових мас, а також секундної витрати палива, може бути використана під час визначення та обґрунтування раціональних параметрів системи «двигун-трансмсія» відносно специфіки умов експлуатації, що у свою чергу забезпечить підвищення ефективності експлуатації даних машин

Подальший етап досліджень передбачає врахування дослідження втрат енергії в гідромеханічній передачі на перехідних режимах роботи двигуна внутрішнього згорання.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Основные средства. Перельгин, В. Ближайшие перспективы карьерного транспорта, 2008. - №5 [Электронный ресурс]. - Режим доступа: http://www.os1.ru/article/mining/2008_05_A_2009_03_17-15_15_41. - Загл. с экрана.

2. Почужевський, О.Д. Обґрунтування розміщення підприємств технічного сервісу кар'єрних автосамоскидів / Ю.А. Монастирський, О.Д. Почужевський // Вісник Криворізького технічного університету. – 2007. – № 17. – С. 203 – 206.
3. Горная промышленность. Потапов М.Г. Направления развития карьерного транспорта, 2002. - №6[Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.mining-media.ru/ru/article/transport/1644-napravleniya-razvitiya-karernogo-transporta>. - Загл. с экрана.
4. Горная промышленность. По материалам ежегодника «Мировая Горная Промышленность» // “Карьерные самосвалы мировых производителей”, 2007. - №3 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.mining-media.ru/ru/article/transport/982-karernye-samosvaly-mirovykh-proizvoditelej>. - Загл. с экрана.
5. Горная промышленность. Егоров А.Н. Карьерные самосвалы БелАЗ с гидромеханической трансмиссией, 2002. - №6 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.mining-media.ru/ru/article/transport/1633-karernye-samosvaly-belaz-s-gidromekhanicheskoy-transmissiej>. - Загл. с экрана.
6. Біліченко, М.Я. Транспорт на гірничих підприємствах : Підручник для вузів 3-є вид / М.Я. Біліченко, Г.Г. Півняк, В.В. Тарасов. — Дніпропетровськ : Національний гірничий університет, 2005. — 636 с.
7. Почужевський, О.Д. Обґрунтування раціональних параметрів системи «двигун-трансмсія» кар'єрних самоскидів: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Почужевський Олег Дмитрович. – Кривий Ріг, 2013. – 200 с.
8. Ребрин, Е.Ю. Моделирование работы карьерного автотранспорта : дис. ... канд. техн. наук: 05.13.16 / Евгений Юрьевич Ребрин. – Екатеринбург, 1995. – 220 с.
9. Литвинов, А.С. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. – М. : Машиностроение, 1989. – 240 с.
10. Васильев, М.В. Эксплуатация карьерного автотранспорта / М.В. Васильев, В.П. Смирнов, А.А. Кулешов. – М. : Недра, 1979. – 280 с.
11. Пахомов, В.И. Эксплуатационные свойства / В.И. Пахомов, В.С. Гирич, С.А. Жуков. – Кривой Рог : Издательский дом, 2008. – 120 с
12. Мариев, П.Л. Карьерная техника ПО «БелАЗ»: Справочник / П.Л. Мариев, К.Ю. Анистратов. – М. : Горное дело, 2007. – 456 с.

REFERENCES

1. Fixed assets (2008), “The immediate prospects of career transport”, available at: http://www.os1.ru/article/mining/2008_05_A_2009_03_17-15_15_41/ (Accessed 2 septembr 2016)
2. Pochuzhevskyy, O.D. (2007), “Justification placement business technical service career dump”, *Journal of Kryvyi Rih Technical university*, no 17, pp. 203-206.
3. Mining (2002), "Directions of development of career Transport" available at: <http://www.mining-media.ru/ru/article/transport/1644-napravleniya-razvitiya-karernogo-transporta> (Accessed 3 septembr 2016)
4. Mining (2007), "Dumpers world manufacturers", available at: <http://www.mining-media.ru/ru/article/transport/982-karernye-samosvaly-mirovykh-proizvoditelej> (Accessed 3 septembr 2016)
5. Mining (2002), "BelAZ dump trucks with hydromechanical transmission" available at: <http://www.mining-media.ru/ru/article/transport/1633-karernye-samosvaly-belaz-s-gidromekhanicheskoy-transmissiej> (Accessed 2 septembr 2016)
6. Bilichenko, M. J., Pivnyak, G.G. and Tarasov, V.V. (2005), *Transport na girnychyykh pidpryemstvakh: pidruchnik dlya vuziv* [Transportation in mines: Textbook for universities], 3rd ed., Dnipropetrovsk National Mining University, Ukraine.
7. Pochuzhevskyy, O.D. (2013), “Justification of rational parameters of the system "engine-transmission" mining truck”, Ph.D.Thesis, Krivoy Rog National university, Krivoy Rog, Ukraine.
8. Rebrin, E.Y.(1995), “Simulation of career motor transport”, Ph.D.Thesis, Ekatiirenburg, Russia.
9. Litvinov, A.S. and Farobin, Y.E. (1989), *Avtomobil. Teoriya ekspluatatsii* [Car. The theory of operational properties], Mechanical engineering, Moscow, USSR.
10. Vasiliev, M.V., Smirnov, V.P. and Kuleshov, A.A. (1979), *Ekspluatatsiya karernogo avtotransporta* [Operation Career vehicles], Nedra, Moscow, USSR.
11. Pakhomov, V.I., Jilin, V.S. and Zhukov, S.A. (2008), *Ekspluatatsionnye svoystva* [Operating properties], Publishing House, Krivoy Rog, Ukraine.
12. Mariev, P.L. and Anistratov, K.Y. (2007), *Karernaya tehnika PO "BelAZ": Spravochnik* [Quarry equipment PO "BelAZ"], Gornoe delo, Moskov, Russia.

Про авторів

Почужевський Олег Дмитрович, кандидат технічних наук, доцент кафедри підйомно-транспортних машин, Державний вищий навчальний заклад «Криворізький національний університет» (Державний ВНЗ «КНУ»), Кривий Ріг, Україна, aax-forever@ya.ru.

Кляцький Валерій Іванович, кандидат технічних наук, доцент кафедри підйомно-транспортних машин, Державний вищий навчальний заклад «Криворізький національний університет» (Державний ВНЗ «КНУ»), Кривий Ріг, Україна, aax-forever@ya.ru.

About the author

Pochuzhevskyy Oleg Dmitrievich, Candidate of Technical Sciences (Ph.D.), Associate professor, Associate professor of the department of handling machines, State Higher Educational Institution "Kryvyi Rih National University" (State HEI "KNU"), Krivoy Rog, Ukraine, aax-forever@ya.ru.

Klyatsky Valeriy Ivanovych, Candidate of Technical Sciences (Ph.D.), Associate professor, Associate professor of the department of handling machines, State Higher Educational Institution "Kryvyi Rih National University" (State HEI "KNU"), Krivoy Rog, Ukraine, aax-forever@ya.ru.

Аннотация. Исходя из распределения мирового парка карьерного автотранспорта (карьерных автосамосвалов) по типу трансмиссии, исследования в статье направлены на рассмотрение машин оснащенных гидромеханической трансмиссией. На основе анализа существующих научных исследований и учитывая специфику эксплуатации данной техники (достаточно сложные, специфические горнотехнические, дорожно-транспортные и климатические условия работы на различных предприятиях, которые одновременно сопровождаются определенными постоянными условиями транспортировки горной массы в пределах эксплуатирующего предприятия в течение всего срока работы машины) – сформирована усовершенствованная математическая модель движения карьерных автосамосвалов. Благодаря новому подходу к моделированию эксплуатационных свойств – использование эмпирического коэффициента инерции вращающихся масс, а также секундного (мгновенного) расхода топлива, может быть использована при определении и обоснование рациональных параметров системы «двигатель-трансмиссия» в зависимости от специфики условий эксплуатации.

Ключевые слова: карьерный автосамосвал, гидромеханическая трансмиссия, гидромеханическая передача, математическая модель движения, усовершенствования, эксплуатационные свойства, система «двигатель-трансмиссия».

Abstract. Taking into consideration distribution of global park of the mine dump trucks by type of transmission, subject of this research is vehicles equipped with hydromechanical transmission.

Basing on analysis of existing researches, and taking into account specific operation of these machines (very complex, specific, road/traffic and climatic conditions at different locations, with constant traffic of the rock transportation within one enterprise during the whole service life), a mathematical model of improved traffic of the trucks was formed. This new approach to modeling operational properties - using of empirical coefficient of steadying effect and instantaneous consumption of the fuel - can be used for determining and validating rational parameters of the system "engine-transmission" depending on specific operating conditions.

Keywords: mine dump truck, hydromechanical transmission, hydromechanical transmission, mathematical model of motion, improve, performance characteristics, the system "engine-transmission".

Статья поступила в редакцию 15.09.2016

Рекомендовано к публикации д-ром технических наук Четвериком М.С.