

Список літератури

1. Вагонова О.Г. Управління ресурсним потенціалом вугільних шахт: моногр. / О.Г. Вагонова, Ю.С. Папіж. – Д.: Національний гірничий університет, 2013. – 178 с.
2. Попович И.Н. Состояние и перспективы развития угольной промышленности Украины / И.Н. Попович // Уголь Украины. – № 10. – 2013. – С. 3-6
3. Рудько Г.І., Гошовський С.В. Екологічна безпека техноприродних геосистем (наукові і методичні основи): Наукова монографія / За редакцією Г.І. Рудька – К.: ЗАТ «Нічлава». 2006. – 464 с.
4. Копач П.І. Врахування циклічності технологічних, економічних та природно-екологічних процесів при прогнозуванні в системі моніторингу навколишнього середовища гірничодобувних регіонів / П.І. Копач, Н.В. Горобець, Т.Т. Данько // Екологія і природокористування. – 2010. – Вип. 13. – С. 177-188.
5. Шкіца Л.Є. Екологічна безпека гірничопромислових комплексів Західного регіону України : дис... д-ра техн. наук: 21.06.01 / Івано-Франківський національний технічний ун-т нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2006. – 378 с.
6. Гідрогеологічні та геомеханічні фактори екологічної безпеки навколишнього середовища в умовах реформування вугільної галузі. Монографія. / Улицький О.А., Єрмаков В.М., Бузило В.І., Павличенко А.В. Під заг. ред. Улицького О.А. – Дніпропетровськ: Літограф, 2014. – 200 с.
7. Копач П.І. Основні положення методології створення системи моніторингу навколишнього природного середовища гірничодобувних регіонів / П.І. Копач, Н.В. Горобець, Т.Г. Данько, Л.В. Бондаренко // Екологія і природокористування : Зб. наук. праць ІППЕ НАН України. – Дніпропетровськ, 2009. – Вип. 12. – С. 181-187.
8. Бардась А.В. Економічні межі доцільності розміщення породи у виробках, що погашаються / А.В. Бардась // Економічний вісник Національного гірничого університету. – 2009. – № 4. – С. 75-83.

*Рекомендовано до публікації д.т.н. Колесником В.Є.  
Надійшла до редакції 16.02.2015*

УДК 622.578.684

© В. О. Зберовський

## **МЕТОД РОЗРАХУНКУ ШВИДКОСТІ РУХУ АВТОСАМОСКИДУ У КАР'ЄРІ ЗА ЕКОЛОГІЧНИМ ФАКТОРОМ**

Запропоновано метод розрахунку максимально можливої середньої технічної експлуатаційної швидкості руху автосамоскида у кар'єрі за екологічним фактором, при якому забезпечується мінімальні витрати палива і викиди вихлопних газів.

Предложен метод расчета максимально возможной средней эксплуатационной скорости движения автосамосвала в карьере по экологическому фактору, при котором обеспечиваются минимальные затраты топлива и выбросы выхлопных газов.

A method for calculating the maximum possible average cruising speed dump movement by environmental factors career, which provides a minimum fuel consumption and exhaust emissions.

**Вступ.** Великовантажні кар'єрні автомобілі працюють в дуже важких природних умовах, мають значні розміри, підвищені паливно-енергетичні показники і є інтенсивними пересувними джерелами забруднення атмосферного повітря вихлопними газами.

В роботі [1] було показано, що при русі по різних ділянках кар'єрних автодоріг водії автосамоскидів для збільшення продуктивності прагнуть підвищити швидкість руху, що призводить до підвищення витрат палива і збільшення викидів шкідливих газів в атмосферу. Також було запропоновано швидкість руху кар'єрних автосамоскидів нормувати по екологічному фактору, при якому забезпечується мінімальний викид вихлопних газів і витрата палива, дотримується максимально можлива середня технічна експлуатаційна швидкість руху автосамоскидів в заданих умовах, виключаються перевищення допустимих за правилами техніки безпеки швидкостей руху автосамоскидів в кар'єрах.

В даний час через недостатність інформації про швидкісну або тягову характеристику двигуна, значну невизначеність в відомостях про поточний стан кар'єрних доріг, дій водіїв на трасі, технічного стану автомобіля і від недостатньо суворого обґрунтування норм витрат палива в теорії розрахунку кар'єрного автотранспорту існує значний об'єктивний розкид розрахункової продуктивності та споживання палива. Тому розрахунок швидкості руху автосамоскиду у кар'єрі за екологічним фактором, що дозволяє оптимізувати витрати палива та знизити викиди вихлопних газів у атмосферу, є актуальною науковою задачею.

**Формулювання мети дослідження.** У даній роботі на основі аналізу теорії автомобіля запропоновано метод розрахунку максимально можливої середньої технічної експлуатаційної швидкості руху автосамоскида у кар'єрі за екологічним фактором, при якому забезпечується мінімальні витрати палива і викиди вихлопних газів.

**Виклад основного матеріалу досліджень.** Аналіз математичних моделей руху автомобіля, представлених в літературних джерелах [2, 3], показав принципову можливість їх застосування до визначення розрахунковим шляхом оптимальних режимів, що забезпечують максимальну продуктивність і паливну економічність кар'єрного автотранспорту, проте підтримка цих режимів в реальних умовах експлуатації транспорту на кар'єрах, можливо тільки з використанням сучасних систем диспетчеризації на базі ГІС і GPS -технологій.

У класичній теорії автомобіля, як відомо, в якості основної паспортної характеристики двигуна автомобіля, що визначає його енергетичні можливості використовується його так звана "зовнішня швидкісна характеристика", тобто залежність його ефективної потужності  $N_e$ , а також ефективного моменту від частоти обертання  $n$  (кутовій швидкості) двигуна. До числа паспортних характеристик двигуна належить також величина питомої витрати палива, яка зазвичай вимірюється в г/кВт·год і є основною паливно-енергетичною характеристикою автотранспорту.

У даній роботі розрахунки раціональних параметрів кар'єрного автотранс-

порту виконувалися на прикладі самоскида БелАЗ-7548 (оснащеного двигуном марки ЯМЗ-240НМ2).

Для можливості розрахункового визначення оптимальних режимів руху кар'єрного автотранспорту по ділянках кар'єрних трас з мінімально можливими паливно-енергетичними витратами окрім вказаних технічних характеристик  $N_e(\omega)$  і  $q_e$ , які відповідають повному навантаженню двигуна при повній подачі палива  $Q_0$ , необхідно мати так звані "часткові швидкісні характеристики" двигуна при неповній частковій подачі палива.

Величина повної подачі палива в двигун  $Q_0$  за одиницю часу пов'язана з ефективною потужністю  $Ne$  формулою

$$Q_0^{(\omega)} = q_e(\omega)Ne(\omega). \quad (1)$$

При неповній подачі палива потужнісна характеристика двигуна  $N(a, \omega)$  пропорційна подачі палива  $Q(a, \omega)$ .

$$N(\alpha, \omega) = \frac{Q(\alpha, \omega)}{q(\alpha, \omega)}. \quad (2)$$

Параметр  $\alpha$  зручно вибирати так, щоб неповну подачу можна було виразити в долях (чи відсотках) від повної подачі  $Q_0$ , т.е.

$$Q(\alpha) = \alpha Q_0 \quad \alpha \leq 1. \quad (3)$$

$$N(\alpha, \omega) = \frac{\alpha \cdot Q_0(\alpha, \omega)}{q(\alpha, \omega)} = \frac{\alpha \cdot q_e(\omega)Ne(\omega)}{q(\alpha, \omega)}.$$

Якщо залежність  $q(a, \omega)$  в паспортних даних відсутня, то в першому наближенні можна прийняти правдоподібну гіпотезу про те, що питома витрата палива на один кВт ч залишається одним і тим же, незалежно від повноти палива, що подається  $\alpha$ , тобто .

$$q(\alpha, \omega) = q_e(\omega). \quad (4)$$

В цьому випадку, потужність двигуна при неповній подачі палива, що характеризується чинником  $\alpha$ , буде пропорційною цьому чиннику

$$N(\alpha, \omega) = \alpha Ne(\omega). \quad (5)$$

Для визначення режимів руху кар'єрного автотранспорту згідно класичної теорії автомобіля використовують управління його плоского руху уздовж дороги

$$m_M \delta_{ep} \frac{dv}{dt} = P_T - P_e - P_d, \quad (6)$$

де  $m_M$  - маса автомобіля;  $\delta_{ep}$  - коефіцієнт приведеної маси, що враховує інерцію деталей автомобіля, що обертаються;  $P_T$  - сила тяги;  $P_e$  - сила опору повітря;  $P_d$  - загальна сила опору дороги.

При розрахунку режимів гальмування до правої частини рівняння (6) слід додати силу гальмування.

Сила опору повітря рівна

$$P_{\epsilon} = c_x \rho_{\epsilon} \frac{v^2}{2} S, \quad (7)$$

де  $c_x$  - коефіцієнт сили опору автомобіля;  $\rho_{\epsilon}$  - щільність повітря;  $S$  - характерна площа автомобіля "У світлу".

Оцінки показують, що при швидкостях руху  $v=10$  м/с величиною сили опору повітря можна нехтувати в порівнянні з величиною сили опору повітря можна нехтувати в порівнянні з величиною сили опору дороги .

Сила опору дороги складається з двох складових: сили опору підйому і сили опору коченню  $P_k$  :

$$P_{\partial} = P_k + P_n. \quad (8)$$

Сила опору підйому визначається ухилом дороги  $P_n = G_M i$ ,

де  $G_M$  - вага автомобіля;  $i$  - ухил дороги

$$i = \operatorname{tg} \alpha_d \cong \alpha_d.$$

Сила опору коченню, якщо не враховувати впливу динамічних навантажень за рахунок прискореного або уповільненого руху і вважати, що коефіцієнт опору коченню  $f$  однаковий для усіх коліс автомобіля, рівна

$$P_k = f G_M.$$

Коефіцієнт опору коченню  $f$  визначається по довідковій літературі і не залежить від типу і стану дороги, а також від метеорологічних умов.

Таким чином, загальний опір дороги  $P_{\partial}$  рівний

$$P_{\partial} = (f + i) G_M \equiv \psi G_M, \quad (9)$$

де  $\psi = f + i$  - коефіцієнт опору дороги.

Сила тяги  $P_{Tj}$  (на ведучих колесах) на  $j$ -ой ступеню коробки передач визначається по формулі

$$P_{Tj} = \frac{M_{Tj}}{r_k} = \frac{M_e \cdot u_{jmp} \cdot \eta_{mp}}{r_k} = \frac{N_e \cdot u_{jmp} \cdot \eta_{mp}}{\omega r_k}, \quad (10)$$

де  $M_{Tj} = M_e \cdot u_{jmp} \cdot \eta_{mp}$  - тяговий момент, прикладений до провідних коліс автомобіля;  $u_{jmp}$  - передавальне число трансмісії (залежить від ступеня передачі  $j$ ;  $j=1$  - перша передача,  $j=2$  - друга передача і так далі),  $r_k$  - радіус шини автомобіля;  $\eta_{mp}$  - коефіцієнт корисної дії трансмісії

Величина  $N_e \cdot \eta_{mp}$  є корисною потужністю, що витрачається на рух автомобіля  $N_n$ .

При русі без тієї, що пробуксувала і юза кутова швидкість обертання колеса  $\omega_{kj}$  дорівнює:

$$\omega_{kj} = \frac{\omega}{u_{jmp}},$$

а швидкість руху автомобіля

$$v_j = \omega_{kj} r_k = \frac{\omega_g r_k}{u_{j mp}}, \quad (11)$$

де  $v$  – швидкість автомобіля;  $r_k$  – радіус колеса.

Формула (10) спільно з (11) визначає залежність сили тяги автомобіля від швидкості його руху  $v$  на кожному зі східців коробки передач  $j=1, 2, \dots$  при повній подачі палива до двигуна:

$$P_{Tj}(v_j) = \frac{Ne(v_j) \eta_{mp}}{v_j}, \quad (2.12)$$

де  $Ne(v_j) = Ne \frac{v_j u_{j mp}}{r_k}$ .

Тягові характеристики автосамоскида БелАЗ-7548, розраховані по формулах (2) і (3), приведені на рис. 1.

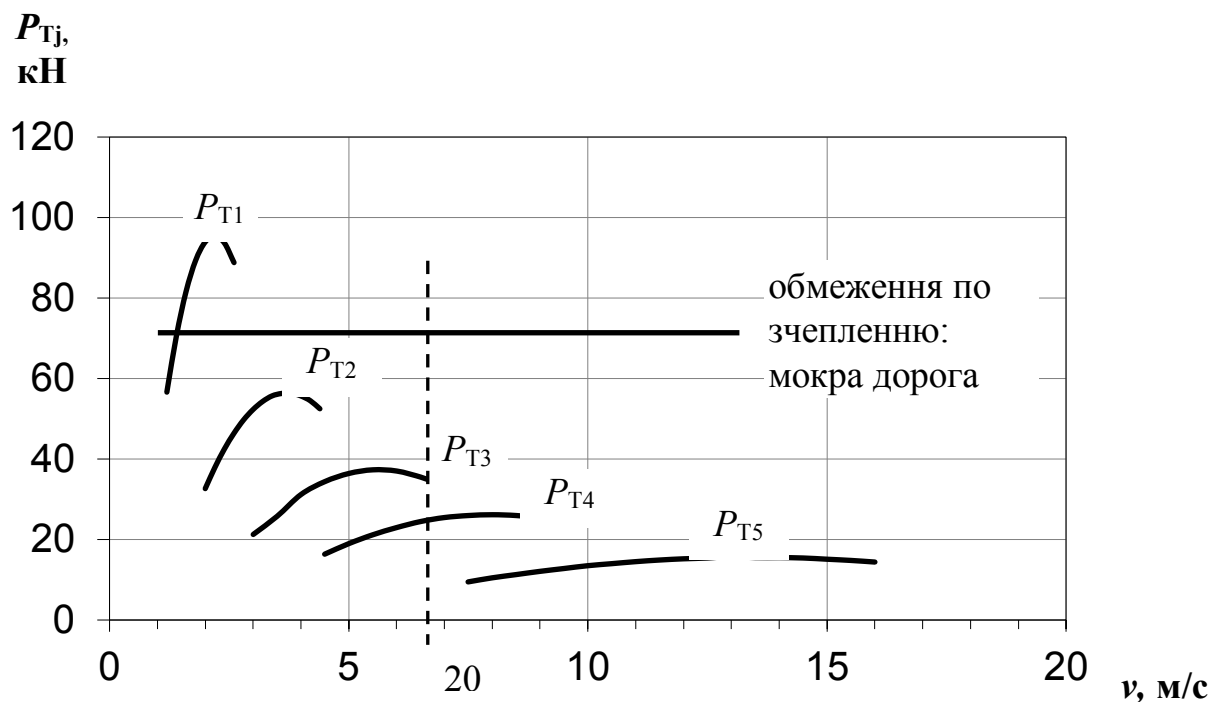


Рис. 1. Тягова характеристика автосамоскида БелАЗ-7548

Відмітимо деякі особливості тягових характеристик самоскида і колісного навантажувача. Як видно з рис. 1 на кожному з п'яти східців коробки передач є свій робочий діапазон швидкостей руху  $v_{j \min} \leq v \leq v_{j \max}$ , причому робочі діапазони двох сусідніх східців частково перекриваються. Для кожного ступеня  $j$  залежність  $P_{Tj}(v)$  усередині робочого діапазону ( $v_{j \min}$ ,  $v_{j \max}$ ) має максимум. Характеристика  $P_{T1}(v)$  для першого ступеня різко знижується зі зменшенням швидкості.

Максимальна сила тяги самоскида, яка розвивається на першому ступені  $j=1$  коробки передач, складає 96 кН (при швидкостях  $v \sim 2,0 \dots 2,3$  м/с).

При неповній подачі палива тягове зусилля автотранспорту  $P_{Tj}(\alpha, v)$  визначається по формулі

$$P_{Tj}(\alpha, v_j) = \frac{N(\alpha, v_j) \eta_{mp}}{v_j}, \quad (13)$$

де  $N(\alpha, v_j)$  – потужність двигуна при неповній подачі палива

$Q = \alpha Q_0$ , перерахована залежно від швидкості руху  $v_j$  на цьому ступені передачі  $j$  згідно з формулою (11). У припущенні, що  $q(\alpha, \omega) = q_e(\omega)$ , згідно (5) матимемо

$$P_{Tj}(\alpha, v_j) = \alpha \frac{Ne(v_j) \eta_{mp}}{v_j} = \alpha P_{Tj}(v_j), \quad (14)$$

тобто в цьому припущенні сила тяги при неповній подачі палива

$P_{Tj}(\alpha, v_j)$  на кожному ступені коробки передач  $j$  зменшується прямо пропорційно коефіцієнту неповноти подачі  $\alpha$  в порівнянні зі значенням сили тяги  $P_{Tj}(v_j)$  при повній подачі палива.

Величину питомої витрати палива при неповній подачі його в двигун  $q(\alpha, \omega)$ , користуючись формулою (11), можна також виразити залежно від швидкості руху автотранспорту. На  $j$ -го ступеня коробки передач

$$q_j(\alpha, v_j) = q\left(\alpha, \frac{v_j u_{jmp}}{r_k}\right). \quad (15)$$

У припущенні (4) матимемо

$$q_j(\alpha, v_j) = q\left(\frac{v_j u_{jmp}}{r_k}\right) = q_{ej}(v_j). \quad (16)$$

Введемо поняття питомої путньої витрати палива на одиницю шляху  $q_n$ ,

кг/км:

$$q_n^{(\alpha, \omega)} = \frac{q(\alpha, \omega) N(\alpha, \omega)}{v}.$$

На кожному ступені коробки передач  $j$  при неповній подачі палива шляхова витрата палива рівна

$$q_{nj}(\alpha, v_j) = \frac{q_j(\alpha, v_j) N\left(\alpha, \frac{u_{jmp} v_j}{r_k}\right)}{v_j} = q_j(\alpha, v_j) \frac{P_{Tj}(\alpha, v_j)}{\eta_{mp}}, \quad (17)$$

а при повній подачі

$$q_{nj}(v_j) = q_{ej}(v_j) \frac{P_{Tj}(v_j)}{\eta_{mp}} \quad (18)$$

Окрім вказаного параметра неповноти подачі палива  $a$ , шляхова витрата  $q_n$  залежить також ще і від інших чинників, вплив яких важкий що враховується і може бути визначено тільки експериментально по місцю використання автозасобу. Так на паливну економічність впливає технічний стан вузлів і агрегатів системи живлення, температура охолоджувальної рідини і атмосфери, стан шасі, регулювання зачеплення зубчастих коліс головної передачі, тиск в шпильках і ще ряд інших чинників, які загалом можна охарактеризувати коефіцієнтом корисної дії  $h$  конкретного автомобіля.

Маючи часткові тягові характеристики при неповній подачі палива  $P_{Tj}(\alpha, v_j)$  (формули (13) і (14)), а також залежність питомої путньої витрати палива (формула (17) і (18)), можна ставити варіаційне завдання про визначення такого закону руху автозасобу по трасі, щоб при цьому витрата палива була мінімальною.

Загальна витрата палива по трасі рівна

$$Q = \sum_i \int_0^{l_i} q_n(\alpha, v) dx \quad (19)$$

де інтеграл обчислюється по кожній окремій ділянці траси  $l_i$  із заданим опором дороги  $u_i$ , а підсумовування робиться по усіх ділянках траси.

Якщо на вираження

$$J_i = \int_0^{l_i} q_n(\alpha, v) dx, \quad (20)$$

дивитися математично як на функціонал

$$J[x(t)] = \int_0^{l_i} F(\alpha, \dot{x}) dx, \quad (21)$$

який залежить від закону руху  $x(t)$  ( $v = \dot{x}$ ) по цій ділянці, то, як відомо з варіаційного числення [4] мінімум функціонала  $J[x(t)]$  досягається на функції  $x(t)$ , яка задовольняє умові

$$F_x(\alpha, \dot{x}) = const.$$

Оскільки ліва частина цього рівняння залежить тільки від  $\dot{x} = v$ , те його рішенням при ( $\alpha = const$ ) буде одно або декілька постійних значень  $v = const$ .

Таким чином, мінімальна витрата палива на кожній ділянці траси забезпечу-

ється тільки при деякій постійній швидкості руху  $v=\text{const}$ ; будь-яке відхилення від постійної швидкості приводять завжди до збільшення витрати палива.

Вказані постійні значення швидкості для кожного ступеня коробки передач  $j$  і кожного параметра неповноти  $\alpha$  визначаються з рівняння силового балансу (6). При рівномірному русі з постійною швидкістю з (6) маємо рівняння

$$P_{Tj}(\alpha, v_j) = P_e + P_d \quad (22)$$

рішення якого при заданому опорі дороги  $P_d$  визначає швидкість рівномірного руху на заданому ступені коробки передач  $j$ .

Рішення рівняння (22) здійснювалося наступним шляхом. Вибиралася певна градація по мірі неповноти подачі. Увесь діапазон подачі був умовно розділений на 10 інтервалів: значенню  $\alpha=1$  відповідає повна подача палива (100%),  $\alpha=2$  – доле 90% від повної подачі,  $\alpha=3$  – 80% и т.д. Через відсутність в паспортних цих двигунів їх часткових характеристик була використана гіпотеза, що зменшення потужності двигуна при кожному числі оборотів пропорційно величині подачі палива в двигун, тобто часткова тягова характеристика при неповній подачі будувалася по формулі (14), а шляхова витрата  $q_n$  - по формулі (17) в припущенні (4).

Схема отримання рішення рівняння (22) проілюстрована графічно на рис. 2. Фактичне рішення рівняння (22) здійснювалося за допомогою комп'ютера шляхом занесення усієї інформації в пам'ять і рішення рівняння (22) методом Ньютона.

Для кожної заданої ділянки дороги визначалося  $\psi$  і загальний опір дороги  $P_d$  (силою  $P_e$  в процесі рішення нехтуємо). Потім з тягової залежності  $P_{Tj}(\alpha_j, v_j)$  з вказаною мірою градації по  $\alpha_j$  знаходилося рішення рівняння (22) при кожному  $\alpha_j$  і кожному  $j$ .

Далі за допомогою залежностей (17) для кожного зі знайдених значень швидкості  $v_{ij}$  знаходилося значення путньої витрати  $q_{nij}$  і з цих значень методом перебору визначалася та сукупність  $i$  і  $j$ , при яких значення  $q_{nij}$  виявлялося мінімальним. Саме ці параметри  $i$  і  $j$  називаються оптимальними за екологічним фактором, оскільки вони забезпечують найбільшу паливну економічність та екологічність руху транспортного засобу. (У разі, якщо було декілька сукупностей параметрів ( $i, j$ ), при яких величина  $q_{nij}$  досягала однакового мінімуму, оптимальним вважався той випадок, при якому швидкість руху більша).

За розробленою методикою був проведений розрахунок на ПЕВМ максимально можливої середньої технічної експлуатаційної швидкості руху автосамоскида у кар'єрі за екологічним фактором, при якому забезпечується мінімальні витрати палива і викиди вихлопних газів. Розглянуто режими руху автосамоскидів БелАЗ-7548 в кар'єрах Вільногірського ГМК на прикладі циф-



рових планів гірничих робіт і реальних кар'єрних доріг №1 і №2 (номери доріг умовні). Розглядався рух автосамоскида з вантажем і рух по тій же дорозі порожняком.

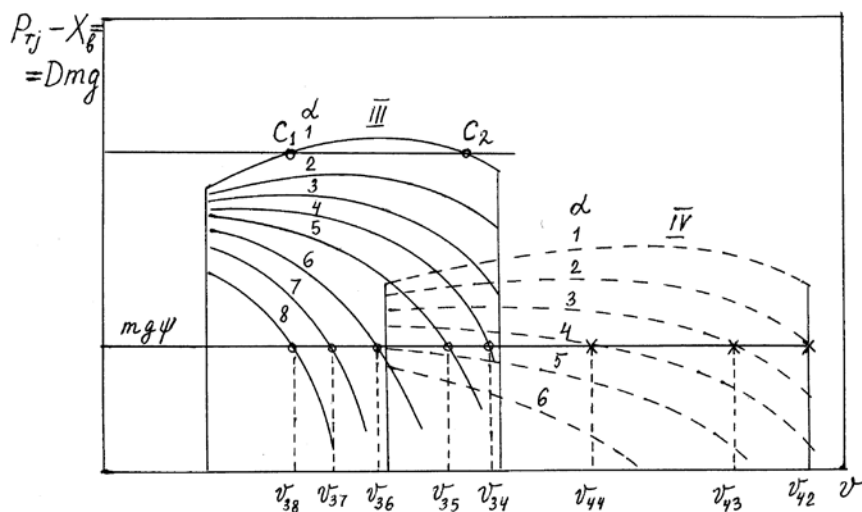


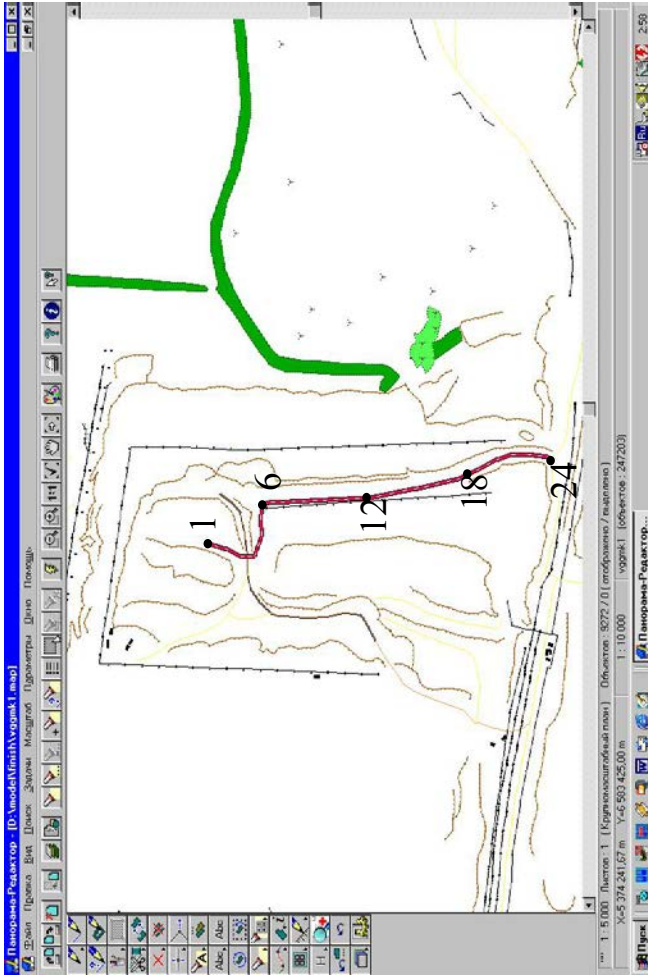
Рис. 2. Схема використання силового балансу автомобіля для визначення стаціонарних швидкостей руху при заданому опорі дороги

Профіль дороги представлений ділянками з постійними ухилами, координати точок рельєфу профілю автодоріг отримані по тривимірній моделі території кар'єру і цифровим планам кар'єрів. Приклад розрахункової ділянки кар'єрних доріг і початкові топографічні дані приведені на рис. 3

Для дороги №1 деякі ділянки з близькими ухилами об'єднувалися в одну ділянку із загальним ухилом. Загальна кількість ділянок для дороги №1 з різними ухилами було 24, а для дороги №2 - 18. Коефіцієнт тертя кочення  $f$  вибирався згідно з рекомендаціями літературних джерел [3, 5].

Порівняльні розрахунки виконані для випадку повного завантаження автосамоскида БелАЗ-7548 (45т); маса тари самоскида  $m_0=33$  т. Приклад результатів розрахунків швидкісного режиму для самоскидів БелАЗ-7548 приведені в таблиці 1 (дорога №1). Для самоскидів в таблиці 1 вказана умовна міра подачі палива. Розрахунком встановлено, що при дотриманні водієм самоскида БелАЗ-7548 розрахункових швидкостей руху по дорозі №1 лінійна витрата палива складе 113,5 л/100 км, а по дорозі №2 - 112,1 л/100 км.

Враховуючи, що на кар'єрах Вільногірського ГМК середня лінійна норма витрати дизельного палива для автомобілів БелАЗ складає 142,5 л на 100 км пробігу, в роботі знаходиться 40 автосамоскидів середньостатистичний річний пробіг кожного з яких дорівнює 38,783 тис. км, нескладно оцінити очікуваний економічний ефект від економії палива при русі транспорту в кар'єрі, та екологічний ефект, що включає зниження викидів шкідливих речовин автосамоскидами в атмосферу.



Цифровой план карьерной дороги № 1

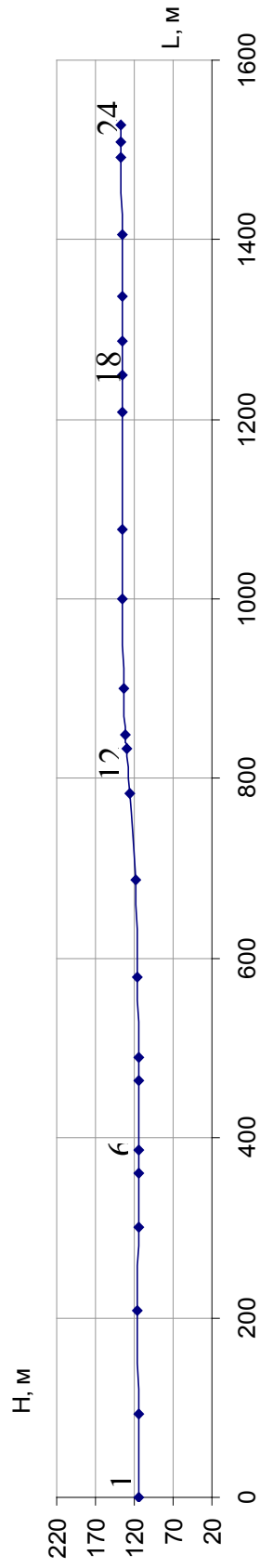


Рис. 3. Вихідні дані для розрахунку швидкості руху автосамоскиду по дорозі №1 в кар'єрі №7 «Північ» за екологічним фактором

Таблиця 1. Результати розрахунків швидкості руху автосамоскиду БелАЗ-7548 по дорозі №1 в кар'єрі №7 «Північ» за екологічним фактором

№ п/п	Ділянка	Довжина ділянки	Коеф. тертя кочення	Полотно дороги (сухе)	Ухил у бік руху з вантажем	Коеф. опору дороги	Параметри при русі з вантажем за екологічним фактором			
							Степень ко-робки пере-дач, $j$	Швидкість $v$ , км/ч	Питомі витрати палива $g_n$ , кг/км	Сумарні витрати палива на ділян-ки $G$ , кг
		$Dl, м$	$f$		$i, \%$	$\gamma$				
1	1-2	93,4	0,02	пісок	3,2	0,0232	4	34,5	1,025	0,0957
2	2-3	113,8	0,02	пісок	9,5	0,0295	4	33,3	1,31	0,1491
3	3-4	93,9	0,02	пісок	-2,9	0,0171	4	35,6	0,81	0,0761
4	4-5	59,6	0,02	пісок	-13,9	0,0061	4	37,1	0,5	0,0298
5	5-6	25,5	0,02	пісок	11,4	0,0314	4	32,5	1,43	0,0365
6	6-7	77,1	0,02	пісок	-11	0,009	4	37,1	0,5	0,0386
7	7-8	26,3	0,02	пісок	-1,5	0,0185	4	35,4	0,875	0,0230
8	8-9	89,2	0,02	пісок	7,2	0,0272	4	33,8	1,25	0,1115
9	9-10	108,5	0,02	пісок	29,8	0,0498	4	26,6	2,18	0,2365
10	10-11	96,8	0,02	пісок, глина	90,8	0,1108	3	11,3	4,69	0,4540
11	11-12	48,7	0,02	пісок, глина	80,4	0,1004	3	11,0	4,87	0,2372
12	12-13	15,7	0,02	пісок, глина	67,1	0,0871	3	14,7	4,81	0,0755
13	13-14	52,5	0,02	пісок, глина	44,8	0,0648	4	19,1	2,81	0,1475
14	14-15	98,6	0,02	пісок, глина	9,6	0,0296	4	33,1	1,37	0,1351
15	15-16	77,2	0,02	пісок, глина	-0,5	0,0195	4	35,2	0,87	0,0672
16	16-17	131,6	0,02	пісок, глина	5,3	0,0253	4	33,8	1,25	0,1645
17	17-18	40,9	0,018	бетон	24	0,042	4	30,0	1,87	0,0765
18	18-19	37,9	0,018	бетон	-38,7	-0,0207		рух накатом		
19	19-20	50,2	0,018	бетон	19,3	0,0373	4	31,5	1,65	0,0828
20	20-21	68,5	0,018	бетон	-8,4	0,0096	4	36,7	0,75	0,0514
21	21-22	86,6	0,018	бетон	27,2	0,0452	4	28,8	2,02	0,1749
22	22-23	17,2	0,018	бетон	3,5	0,0219	4	33,8	1,25	0,0215
23	23-24	18,2	0,018	бетон	-33,6	-0,0156		рух накатом		

Економія палива при русі транспорту в кар'єрі з дотриманням розрахункових швидкостей складає для одного автосамоскиду БелАЗ:

- на 100 км пробігу - 29 л; в рік - 11247 л.

Для 40 автосамоскидів БелАЗ в рік - 449880 л.

При вартості дизельного палива 19-21 грн/л економія по комбінату складе 8,5 – 9,5 млн.грн/рік.

Зниження викидів шкідливих речовин автосамоскидами прямо пропорційно зниженню витрати палива. В таблиці 2 наведені результати розрахунку зниження викидів шкідливих речовин автосамоскидами в умовах Вільногірського ГМК.

Таблиця 2

Результати розрахунку зниження викидів шкідливих речовин автосамоскидами в умовах Вільногірського ГМК

Економія палива за екологічним фактором, л	Щільність палива, кг/м <sup>3</sup>	Маса палива, кг	Зниження викидів шкідливих речовин автосамоскидами в атмосферу, т						
			CO	C <sub>x</sub> H <sub>y</sub>	NO <sub>x</sub>	Сажа	Бензапирен	SO <sub>2</sub>	Альдегіди
29 - для одного БелАЗа на 100 км пробігу	860	24,94	17,71 ×10 <sup>-5</sup>	40,9 ×10 <sup>-5</sup>	65,84 ×10 <sup>-5</sup>	32,92 ×10 <sup>-5</sup>	26,187 ×10 <sup>-10</sup>	11,97 ×10 <sup>-5</sup>	2,9928 ×10 <sup>-5</sup>
11247 - для одного БелАЗа в рік	860	9672,42	68,67 ×10 <sup>-3</sup>	158,63 ×10 <sup>-3</sup>	255,35 ×10 <sup>-3</sup>	127,68 ×10 <sup>-3</sup>	10,156 ×10 <sup>-7</sup>	46,428 ×10 <sup>-3</sup>	11,6069 ×10 <sup>-3</sup>
449880 - для 40 БелАЗів в рік	860	386896,8	2,747	6,345	10,214	5,107	406,2416 ×10 <sup>-7</sup>	1,857	0,4643

Вищевикладене дозволяє рекомендувати розроблений метод розрахунку максимально можливої середньої технічної експлуатаційної швидкості руху автосамоскида у кар'єрі за екологічним фактором, при якому забезпечується мінімальні витрати палива і зниження викидів вихлопних газів у атмосферу.

### **Висновки.**

1. Запропоновано швидкість руху кар'єрного автосамоскида нормувати по екологічному фактору, який забезпечує мінімальний викид вихлопних газів і зниження витрат палива, максимально можливу середню технічну експлуатаційну швидкість руху автосамоскидів в заданих умовах, виключає перевищення допустимих за правилами техніки безпеки швидкостей руху автосамоскидів в кар'єрах.

2. Вперше розроблено метод розрахунку максимально можливої середньої технічної експлуатаційної швидкості руху автосамоскида у кар'єрі за екологічним

фактором. Метод базується на поєднанні класичної теорії автомобіля з сучасними ГІС і GPS-технологіями, і відрізняється тим, що уперше параметри ухилу доріг і величини питомої витрати палива в математичній моделі є величинами змінними, а не заданими. Це дозволяє, в реальному масштабі часу моделювати профіль автодоріг і розрахувати швидкість руху автосамоскидів, що забезпечує мінімальні питомі витрати палива при максимальній продуктивності.

3. Розроблена математична модель руху кар'єрного автосамоскида, заснована на використанні поліноміальної апроксимації зовнішніх і часткових швидкісних характеристик двигуна, яка дозволяє знаходити аналітичне вираження для швидкості рівномірного руху самоскида залежно від ухилу дільниці, коефіцієнта опору кочення, ступеня коробки передач, міри неповноти подачі палива і фактичної маси автомобіля.

4. Приведено результати розрахунків швидкості руху самоскидів БелАЗ-7548 за екологічним фактором на прикладі експлуатації автосамоскидів у кар'єрах Вільногірського ГМК. Дана оцінка очікуваного економічного та екологічного ефекту від економії палива при русі транспорту в кар'єрі та зниження викидів шкідливих речовин автосамоскидами в атмосферу.

#### Список літератури

1. Зберовский В.А. , Коробочка А.Н. Исследование влияния топливно-энергетических и скоростных характеристик карьерных автосамосвалов на загрязнение атмосферы.- Збірник наукових праць Національного гірничого університету № 48.- Дніпропетровськ: Літограф.- 2015.-С. 300-308.
2. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. -М.: Машиностроение, 1990.-272 с.
3. Чудаков Е.А. Теория автомобиля.- М.: Машгиз, 1950.-452с.
4. Гельфанд И.М., Фомин С.В. Вариационное исчисление. – М.: ГИФМЛ, 1961.-228 с.
5. Транспорт на горных предприятиях /Под ред. Б.А. Кузнецова.- М.: Недра, 1976.- 552 с.

*Рекомендовано до публікації д.т.н. Голіньком В.І.  
Надійшла до редакції 05.02.2015*