УДК 622.684

Эффективная мощность и скорость движения карьерных автосамосвалов в режиме топливной экономичности

В.И.АЛЕКСАНДРОВ, М.А.ВАСИЛЬЕВА[✉], В.Ю.КОПТЕВ

Санкт-Петербургский горный университет, Санкт-Петербург, Россия

Существующие методы определения эффективной мощности, основанные на расчете средней индикаторной работы двигателя за рабочий ход поршня, не учитывают при движении изменение термодинамических параметров и политропную работу двигателя, значение которой зависит от политропного КПД рабочего цикла. Это является причиной того, что расчет эффективной мощности приводит к некоторой погрешности – запасу особенности двигателя. Выявление этого запаса позволяет пересмотреть всю линейку карьерных самосвалов в сторону увеличения их паспортной эффективной мощности, что приведет к снижению капитальных затрат на закупку благодаря выбору ранее недооцененного и более дешевого варианта, а также снижению текущих издержек деятельности из-за снижения степени удельного расхода топлива. Учет стохастического характера транспортного процесса и оценка влияния всех внешних и внутренних факторов при расчете рационального режима работы карьерного самосвала позволяют дополнительно снизить удельный расход топлива с помощью выбора рациональной скорости его движения в груженом и порожнем направлениях.

Ключевые слова: эффективная мощность; тягово-скоростные характеристики; политропный КПД; удельный расход топлива; скорость движения автосамосвала

Как цитировать эту статью: Александров В.И. Эффективная мощность и скорость движения карьерных автосамосвалов в режиме топливной экономичности / В.И.Александров, М.А.Васильева, В.Ю.Коптев // Записки Горного института. 2019. Т. 239. С. 556-563. DOI: 10.31897/PMI.2019.5.556

Введение. Анализ состояния энергетической эффективности транспортных систем на горных предприятиях показывает, что главными параметрами, определяющими энергетические характеристики транспортных работ, являются скоростные режимы движения карьерных автосамосвалов и сопротивления движению по карьерным дорогам. Сопротивления и скорость непосредственно связаны с затрачиваемой мощностью на транспортирование горной массы и, соответственно, с располагаемой мощностью двигателя автосамосвала, величина которой определяет удельные затраты энергии (дизельного топлива) в заданном скоростном режиме движения автосамосвала [1, 2].

Методология. При исследовании скоростных режимов движения автосамосвалов используются три основных метода:

- теоретический, устанавливающий функциональную связь между силами сопротивления движению, скоростью движения и потребляемой мощностью;
- экспериментальный, основанный на массиве экспериментальных данных, получаемых в процессе измерений непосредственно на горном предприятии;
- комплексный, сочетающий теоретический и экспериментальный подходы к определению скоростных режимов карьерных автосамосвалов.

Особенностью перечисленных методов при исследовании скорости движения автосамосвалов является то, что главными факторами, влияющими на величину скорости, являются горно-технические условия, т.е. внешние характеристики транспортного процесса. Внутренние характеристики двигателя автосамосвала в рассмотренных методах не учитываются. При этом не рассматриваются такие величины как эффективная мощность двигателя, эффективный удельный расход топлива, тягово-скоростные характеристики двигателя и другие эффективные параметры, характеризующие механические и энергетические свойства дизельного двигателя карьерного автосамосвала и являющиеся функцией эффективной (располагаемой) мощности автосамосвала.

Адаптация внутренних параметров двигателя автосамосвала к внешним параметрам, определяемых горно-техническими условиями, является основным фактором возможного повышения эксплуатационной и энергетической эффективности карьерных автосамосвалов.

Повышение эффективности двигателей внутреннего сгорания (ДВС) остается одной из важнейших проблем современного двигателестроения. Решение этой проблемы непосредственно связано с повышением эффективной (располагаемой) мощности двигателя и уменьшением

удельного расхода дизельного топлива, т.е. повышением топливной экономичности работы двигателей на различных нагрузочных режимах. Впервые описание рабочего процесса (цикла), происходящего в цилиндре поршневого двигателя внутреннего сгорания (ДВС), было дано Г.Гильднером, затем развито В.И.Гриневецким, Н.Р.Бриллингом, Е.К.Мазингом, А.С.Орлиным, М.Г.Кругловым и другими учеными.

Обсуждение. На стадии проектирования и расчета двигателей внутреннего сгорания определяются основные эффективные параметры. К этим параметрам относятся: эффективная мощность N_e ; эффективный КПД η_e , удельный расход топлива g_e , эффективный крутящий момент M_e . Классический подход к определению этих характеристик построен на определении среднего индикаторного давления по индикаторной диаграмме p , т.е. давления, которое действуя на поршень за один рабочий ход от верхней мертвой точки (ВМТ) до нижней мертвой точки (НМТ), совершает работу, равную полезной работе за весь рабочий цикл ДВС.

Как видно из определения среднего индикаторного давления, в расчете ДВС не учитывается неравномерность давления по ходу поршня, так как в действительности газы расширяются и давление падает. Кроме этого, в расчетах предполагается, что вращение коленчатого вала происходит с постоянной частотой. В действительности же скорость изменения объема газов в цилиндрах двигателя, т.е. скорость перемещения поршня, величина переменная, а в ВМТ и НМТ она вообще равна нулю. В результате приходим к выводу, что использование среднего индикаторного давления, удобное для упрощения расчетов, приводит к существенным ошибкам в понимании ДВС и характера, протекающих в цилиндрах термодинамических процессов. Для приведения расчетов к приемлемой точности в классическом подходе при выполнении расчетов используется большое число эмпирических коэффициентов, определяемых при проведении стендовых испытаний, что, по сути, является способом «подгонки» теоретических расчетов к параметрам, характеризующим действительные явления при работе ДВС [3, 5, 9].

В дизельных двигателях, работающих по смешанному циклу, полезная работа равна разности работ расширения и сжатия. Работа расширения складывается из работы предварительного расширения и работы расширения при максимальной температуре продуктов сгорания. Анализ работы сжатия и работы предварительного расширения показывает, что величина их практически одинакова (рис.1), т.е. работа предварительного расширения компенсируется работой сжатия, поскольку эти работы имеют противоположные знаки:

$$L_{\text{пол}} = L_{4-5} - L_{1-2} + L_{3-4}, \quad (1)$$

или, если принять $L_{1-2} = L_{3-4}$, то

$$L_{\text{пол}} = L_{4-5}, \quad (2)$$

где L_{4-5} – работа расширения продуктов сгорания; L_{1-2} , L_{3-4} – соответственно, работа в процессе сжатия и работа предварительного расширения.

Отсюда приходим к выводу: у любого современного дизельного двигателя есть резервы повышения мощности и уменьшения удельного расхода топлива. Определенный резерв мощности и эффективного КПД двигателя заключается в необходимости рассмотрения политропного характера расширения газов в рабочих цилиндрах, учитываемого политропным КПД, характеризующим отклонение фактического процесса расширения газов от идеального, адиабатического процесса.

Известная формула эффективной мощности двигателя записывается в следующем виде:

$$N_e = \frac{p_i V_h \dot{n}}{120} \eta_{\text{мех}}, \quad (3)$$

Рис.1. P-V-диаграмма ДВС со смешанным процессом подвода теплоты

1-2 – адиабатическое сжатие; 2-3 – подвод тепла при неподвижном положении; 3-4 – адиабатическое расширение; 4-5 – отвод тепла; 5-1 – сжатие

где p_i – среднее индикаторное давление; V_h – объем цилиндра; i – число цилиндров; n – частота вращения коленчатого вала; $\eta_{\text{мех}}$ – механический КПД.

Величина $p_i V_i$ определяет среднюю удельную работу продуктов сгорания дизельного топлива в цилиндрах двигателя, которая изменяется по величине и направлению. Удельный расход топлива, выраженный через среднюю удельную работу, будет также средней величиной, зависящей от положения поршня в цилиндрах двигателя,

$$g_3 = 3600 \frac{G_T \cdot 120}{p_i V_i n} \eta_{\text{мех}}, \quad (4)$$

где G_T – расход топлива, кг/с.

Из формулы (3) видно, что увеличение эффективной мощности приводит к снижению удельного расхода дизельного топлива и повышению топливной экономичности двигателя автосамосвала.

В формуле (3) величина $p_i V_i$ определяет некоторую индикаторную работу в цикле двигателя:

$$p_i V_i = L_i = A m z_{\text{cp}} R \Delta T,$$

где L_i – индикаторная работа в цикле; A – коэффициент пропорциональности, учитывающий необратимость реальных процессов цикла двигателя, определяется КПД: механическим ($\eta_{\text{мех}}$) и политропным ($\eta_{\text{пол}}$); $m = V_h \rho_g$ – масса газа в цилиндре двигателя; ρ_g – плотность газов; z_{cp} – степень сжимаемости реальных газов (продуктов сгорания дизельного топлива), зависит от критических значений давления и температуры газовой смеси; $R = \mu R / \mu_g$ – газовая постоянная газов (продуктов сгорания топлива); $\Delta T = T_2 - T_1$ – температурный напор; T_2 и T_1 – температуры в начале и в конце термодинамического процесса.

В итоге формула (3) эффективной мощности была записана в виде:

$$N_3 = N_i \eta_{\text{мех}} = n_{\text{пз}} \frac{m z_{\text{cp}} R (T_2 - T_1) n}{120} \eta_{\text{мех}}, \quad (5)$$

где $n_{\text{пз}} = \frac{k-1}{k}$ – показатель псевдоэнтропии; k – показатель адиабаты.

Величина $\eta_{\text{мех}}$ определяет общий КПД двигателя $\eta_{\text{дв}}$, который зависит от политропного КПД

$$\eta_{\text{дв}} = \eta_3 \eta_{\text{пол}}, \quad (6)$$

где $\eta_3 = \frac{N_3}{G_T Q_H^p}$ – эффективный КПД двигателя; Q_H^p – нижняя теплота сгорания топлива;

$\eta_{\text{пол}} = \frac{1}{n_{\text{нз}}} \frac{\lg \varepsilon}{\lg \tau}$ – политропный КПД; $\varepsilon = \frac{p_2}{p_1}$ – степень сжатия; $\tau = \frac{T_2}{T_1}$ – температурная характеристика в политропном процессе расширения продуктов сгорания дизельного топлива.

Формула КПД двигателя запишется в следующем виде

$$\eta_{\text{дв}} = \eta_3 \eta_{\text{пол}} = \frac{n_{\text{нз}} V_h \rho_g z_{\text{cp}} R T_1 (\tau - 1) n}{120 G_T Q_H^p} \eta_{\text{мех}} \frac{\lg \varepsilon}{\lg \tau} = n_{\text{нз}} \frac{k' z_{\text{cp}} R T_1 (\tau - 1)}{G_T Q_H^p \eta_{\text{мех}}} \eta_{\text{пол}} = \frac{k' k_T}{G_T Q_H^p}, \quad (7)$$

где $k_T = n_{\text{нз}} z_{\text{cp}} R T_1 (\tau - 1) \eta_{\text{пол}}$ – термодинамический коэффициент, характеризующий удельную тепловую работу двигателя в политропных процессах сжатия – расширения; $k' = \frac{V_h \rho_m n}{120} \eta_{\text{мех}}$ – конструктивный параметр двигателя.

Особенностью формулы (7) является наличие величины политропного КПД, учитывающего отклонение теоретической адиабаты (изоэнтропийного) процесса расширения, от фактического политропного процесса. Кроме того, из формулы (7) следует, что КПД двигателя и его эффективная мощность определяются в основном температурным диапазоном в процессе расширения продуктов сгорания дизельного топлива.

Теоретические зависимости показывают, что энергетические характеристики цикла дизельного двигателя в значительной степени определяются температурным режимом политропных процессов расширения и значением термодинамической характеристики, являющейся функцией температуры и политропного КПД процесса. Значение термодинамической характеристики в основном зависит от термодинамических свойств рабочего тела, продуктов сгорания дизельного топлива и, в частности, от газовой постоянной R и, соответственно, от молярной массы и состава газовой смеси. Для принятых в практике видов жидкого дизельного топлива значение газовой постоянной определяется совершенством процессов смесеобразования, коэффициентом избытка воздуха и температурных режимов цикла дизельного двигателя. Характерно, что термодинамическая характеристика не зависит от объема цилиндров [6, 7, 10].

Сравнительными численными расчетами рабочего давления в цилиндрах двигателя и, соответственно, эффективной мощности для автосамосвала БелАЗ-7540, выполненными по классической методике и по разработанному методу, было установлено, что последний, учитывающий политропный характер процесса расширения продуктов сгорания, приводит к большим значениям давления и эффективной мощности в сравнении с традиционным методом определения этих величин:

$$\begin{aligned} p_i &= \frac{p_a \varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = \\ &= \frac{0,1 \cdot 12^{1,35}}{12 - 1} \left[2,5 \cdot (1,2 - 1) + \frac{2,5 \cdot 1,2}{1,3 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12^{1,3 - 1}} \right) - \frac{1}{1,35 - 1} \left(1 - \frac{1}{12^{1,35 - 1}} \right) \right] = \\ &= 0,26 \cdot (0,5 + 5,25 - 1,66) \cdot 10^5 = 1,06 \text{ МПа}, \end{aligned} \quad (8)$$

где p_a – начальное давление в цилиндре; ε – степень сжатия; n_1 – показатель политропы в процессе сжатия; λ – степень повышения давления; ρ – степень предварительного расширения; n_2 – показатель политропы в процессе расширения;

$$p_{\text{ц}} = n_{\text{нз}} \rho_{\text{г}} z_{\text{ср}} R T_5 (\tau - 1) = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 10 \cdot 0,9 \cdot \frac{8314,3}{180} \cdot (1910 - 1014) = 1,31 \text{ МПа}. \quad (9)$$

Относительное увеличение давления

$$\Delta p_1 = \frac{p_{\text{ц}} - p_i}{p_{\text{ц}}} \cdot 100 = \frac{1,31 - 1,06}{1,31} \cdot 100 \% = 19,01 \%. \quad (10)$$

Эффективная мощность, равная произведению давления на объемный расход рабочего тела, увеличивается на эти же 19,01 %. Это увеличение обеспечено энергетическим резервом, определяемым учетом политропного характера процесса сжатия – расширения рабочего тела в цилиндре дизельного двигателя.

Таким образом, каждый дизельный двигатель имеет неучтенный запас мощности, а полученное увеличение давления (10) необходимо рассматривать как коэффициент запаса мощности.

Мощность двигателя является функцией удельных сопротивлений движению (динамического фактора) карьерного автосамосвала по карьерным трассам, силы тяги, приложенной к колесам автосамосвала, массы перевозимого груза и скорости транспортирования, которые в совокупности определяют удельный расход топлива на единицу груза. Причем для каждого фиксированного значения переменных факторов скорость движения, а следовательно, и удельный расход топлива, принимают единственное значение, соответствующее для данного типоразмера автосамосвала [11].

Для оптимизации энергетических параметров автосамосвала рассчитаем величину минимального расхода топлива на единицу транспортируемого груза при заданной вместимости кузова автосамосвала. Необходимо минимизировать функцию

$$E = \frac{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n T \Omega G_{ij}}{\sum_{i=1}^m Q_i}, \quad (11)$$

где T – число часов работы автосамосвала за год; Ω – общее число рейсов в порожняковом и грузовом направлении за один час; G_{ij} – расход топлива на один рейс; Q_i – годовая производительность погрузочных пунктов.

Определяющим параметром модели (11) является скорость движения карьерного автосамосвала, так как от этого параметра зависят удельный расход топлива и количество рейсов, которые может совершить карьерный автосамосвал в единицу времени.

При выводе уравнений скорости движения автосамосвала в грузовом и порожняковом направлениях исходили из определения динамического фактора, т.е. удельных сопротивлений движению самосвала по карьерным дорогам. Динамический фактор – важнейший параметр автосамосвала, величина которого зависит от массы перевозимого груза (грузовое или порожняковое направление движения), силы тяги, приложенной к колесу автосамосвала, и зависящей от преодолеваемых удельных сопротивлений, скорости движения автосамосвала [12-15].

Сила тяги автосамосвала выражается суммой

$$F_k = \sum W_k, \quad (12)$$

где $\sum W_k = W_0 + W_i + W_R + W_b + W_j$ – суммарные сопротивления движению (основное, от уклона дороги, на криволинейных участках, воздушной среды, сил инерции).

Из формулы (12) получаем известную формулу для динамического фактора:

$$D = \frac{F_k - W_b}{G_a g} = w_0 \pm w_i + w_R + w_j, \quad (13)$$

где w_0, w_i, w_R, w_j – удельные сопротивления (основное, от уклона дороги, на криволинейных участках и сил инерции).

Сила тяги, приложенная к колесам автосамосвала, описывается функционалом

$$F_k = f(G_a, D, v_{дв}) \quad (14)$$

или, так как F_k имеет собственное значение для каждого типоразмера автосамосвала, можно записать

$$F_k = f(D, v_{дв}), \quad (15)$$

Таким образом, функционал (14) раскладывается на две функции:

$$\frac{F_k}{v_{дв}} = f_1(D), \quad (16)$$

$$F_k = f_2(v_{дв}). \quad (17)$$

Выражения (16) и (17) в явном виде можно записать как степенные одночлены, т.е.

$$\frac{F_k}{v_{дв}} = k_1 = k_2 D^{\alpha_1} \text{ и } F_k = k_3 v_{дв}^{\beta_1}, \quad (18)$$

где $k_1 = F_k/v_{дв}$ – удельная сила; $k_2 = e^{\alpha_0}$, $k_3 = e^{\beta_0}$ – коэффициенты пропорциональности (числа); e – основание натурального логарифма; $\alpha_0, \alpha_1, \beta_0, \beta_1$ – показатели степени, характеризующие интенсивность изменения силы тяги F_k .

После несложных преобразований формул (18) получим следующее выражение для скорости движения автосамосвала:

$$v_{\text{дв}} = \frac{k_3^n}{k_2^m D^j}, \quad (19)$$

где $n = \frac{1}{1+\beta_1}$; $m = \frac{\beta_2}{\beta_1(1+\beta_1)}$; $j = \frac{\alpha_1}{1+\beta_1}$.

Значения величин в формуле (19) определяются на основе опытных данных, полученных из анализа работы карьерных автосамосвалов. Для каждого типоразмера автосамосвала значения показателей степени имеют свое собственное значение, зависящее от условий работы транспортной системы. Из формулы (19) следует, что скорость движения автосамосвалов есть комплексный параметр, зависящий от множества факторов, в частности, от удельной работы, совершаемой в рабочем процессе транспортирования (знаменатель). С увеличением удельной работы скорость движения, как в грузовом, так и в порожняковом направлениях, уменьшается. В порожняковом направлении удельная работа имеет минимальное значение, поэтому скорость движения принимает наибольшую величину при тех же, что и в первом случае условиях. Знаменатель в формуле (19) характеризует интенсивность (скорость) реализации тягового усилия автосамосвалом при изменении скорости движения.

Формула (19) выражает основную динамическую характеристику рабочего процесса автосамосвала (наряду с динамическим фактором), так как формула включает в себя практически все параметры (кинематические, динамические и энергетические), определяющие работу автосамосвалов при их эксплуатации в конкретных горно-геологических условиях. Теоретическое определение коэффициентов и показателей степени является, вероятно, весьма сложной задачей. Имеющийся значительный практический опыт эксплуатации автосамосвалов на карьерах и разрезах позволит применить статистический метод анализа экспериментальных данных с получением уравнений регрессии на основе метода наименьших квадратов.

Экспериментальные графические зависимости силы тяги и скорости движения от массы перевозимого груза для автосамосвала БелАЗ-7540 приведены на рис.2 [4].

С помощью метода регрессионного анализа, путем обработки экспериментальных данных работы автосамосвала БелАЗ-7540 получена обобщенная формула скорости его движения:

Рис.2. Зависимости силы тяги и скорости движения автосамосвала от массы перевозимого груза:
а – опытные данные при $D=1000 \text{ H/t}$; б – при $D=1450 \text{ H/t}$

Рис.3. Изменение скорости движения при изменении динамического фактора (удельных сопротивлений движению автосамосвала)

$$v_{\text{дв}} = \frac{252,77 - 0,111D^{0,437}G}{D^{0,314}} \quad (20)$$

Заданными величинами в формуле (20) являются масса перевозимого груза и рассчитанная величина динамического фактора, которая зависит от удельных сопротивлений движению автосамосвала. Формула (20) показывает, что с увеличением динамического фактора скорость движения автосамосвала снижается. Характер изменения скорости можно показать для случая постоянной массы груза G при изменении фактора D .

На рис.3 приведен график изменения скорости движения груженого автосамосвала БелАЗ-7540 в функции динамического фактора D . График показы-

вает, что с увеличением удельных сопротивлений движению автосамосвала, а фактически динамического фактора, скорость движения уменьшается, это подтверждается экспериментальными данными.

Так как динамический фактор учитывает силу тяги, минимально необходимую для преодоления всех сопротивлений движению, можно считать, что каждому значению динамического фактора соответствует свое значение скорости движения, причем это значение будет оптимальным. Следовательно при движении с этой скоростью функция удельного расхода топлива будет принимать минимальное значение при известной производительности погрузочных пунктов.

В работе был произведен расчет карьерной трассы, состоящей из двух участков, и получены оптимальные значения скорости движения для каждого участка (см. таблицу) в груженом и порожнем направлениях.

Динамические показатели автосамосвала БелАЗ-7540

Участок	Динамический фактор, Н/т	Скорость движения, км/ч	Сила тяги, кН
1	845,6 / 745,0	17,0 / 18,5	42,2 / 21,6
2	798,0 / 456,0	25,3 / 31,6	46,3 / 23,7

Примечание. В числителе показатели для груженого направления, в знаменателе – для порожнего.

На основе полученных значений скорости был произведен эксплуатационный расчет карьера и получено оптимальное значение удельного расхода топлива для этой трассы [8].

Выводы

1. Используемые в настоящее время методики выбора автосамосвала опираются на индикаторную мощность, при расчетах которой совершенно не учитываются термодинамические процессы политропных процессов сжатия и расширения. Для того, чтобы сделать результаты расчетов более точными, необходимо, кроме конструктивных параметров, учитывать и термодинамические, такие как температура в начале цикла политропного расширения, газовая постоянная топливно-воздушной смеси, а также политропный КПД, который будет учитывать отклонение действительных процессов сжатия-расширения от адиабаты. Расчеты, произведенные для карьерного автосамосвала БелАЗ-7555, показали, что эффективная мощность двигателя на 19,01 % больше, чем заявлено в паспорте. Это увеличение обеспечено энергетическим резервом, определяемым учетом политропного характера процесса сжатия – расширения рабочего тела в цилиндре дизельного двигателя.

2. На основе экспериментальных данных по фактическим значениям удельных сопротивлений движению автосамосвалов были установлены и обоснованы оптимальные скорости движения автосамосвалов как функции силы тяги, динамического фактора и массы транспортируемого груза.

3. Анализ опытных данных показал, что с увеличением массы транспортируемого груза и ростом динамического фактора, а фактически удельных сопротивлений движению автосамосвала, скорость движения уменьшается, а сила тяги увеличивается. Так при максимальной величине перевозимого груза 30 т скорость движения имеет наименьшее значение при всех возможных удельных сопротивлениях. Наибольшая величина скорости движения наблюдается при движении порожнего автосамосвала, когда сопротивления движению и сила тяги имеют наименьшее значение.

ЛИТЕРАТУРА

1. Александров В.И. Гидротранспорт сгущенных хвостов обогащения железной руды на Качканарском ГОКе по результатам опытно-промышленных испытаний системы гидротранспорта / В.И.Александров, М.А.Васильева // Записки Горного института. 2018. Т. 233. С. 471-479. DOI: 10.31897/PMI.2018.5.471
2. Александров В.И. Оптимизация удельного расхода топлива карьерных автосамосвалов, на основе геотехнологических условий / В.И.Александров, С.Р.Кузнецов // Естественные и технические науки. 2013. № 6(68). С. 250-255.
3. Алушкин Т.Е. К анализу методик расчета расхода топлива дизелями наземных транспортных средств в условиях карьера / Т.Е.Алушкин, И.В.Богданов // Материалы 56-й научно-технической конференции студентов и молодых ученых. Томск: Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та. 2010. С. 259-263.
4. Анализ вариантов транспортирования руды от карьера до обогатительной фабрики в условиях АК «АЛРОСА» / А.А.Кулешов, К.А.Васильев, В.П.Докукин, В.Ю.Коптев // Горный журнал. 2003. № 6. С. 13-17.
5. Ворошилов Г.А. Тенденции и перспективы применения карьерного автотранспорта на горнодобывающих предприятиях Уральского региона // Материалы науч.-практ. конф. «Карьерный транспорт 2002 г.». Жодино: ПО «БелАЗ», 2002. С. 50-52.
6. Глебов А.В. Анализ характеристик современного большегрузного автотранспорта // Известия УГГГА. Вып. 11. Серия: Горное дело. Екатеринбург, 2000. С. 139-143.
7. Журавлев А.Г. Технические и технологические аспекты применения карьерных автосамосвалов с комбинированной энергосиловой установкой // Проблемы недропользования: Материалы I молодежной научно-практической конференции (14 февраля 2007, г. Екатеринбург). Екатеринбург: УрО РАН, 2007. С. 135-148.
8. Козярук А.Е. Пути совершенствования тягового электропривода карьерных автосамосвалов / А.Е.Козярук, А.А.Кулешов // Горный журнал. 2003. № 3. С. 54-60.
9. Кузнецов С.Р. Параметры, определяющие энергоэффективность карьерных автосамосвалов / С.Р.Кузнецов, М.А.Васильева // Записки Горного института, 2014. Т. 209. С. 185-189.
10. Методика оценки энергоэффективности газотранспортных объектов и систем / СТО Газпром 2-3.5-113-2007. 118 с.
11. Нацокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. М.: Высшая школа, 1980. 469 с.
12. Koptev V.Y. Improving machine operation management efficiency via improving the vehicle park structure and using the production operation information database // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2017. Vol. 177. Iss. 1. № 012005.
13. Koptev V.Y. Structure of energy consumption and improving open-pit dump truck efficiency / V.Y.Koptev, A.V.Kopteva // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2017. Vol. 87. Iss. 2. № 022010.
14. Shishlyannikov D.I. Research of the mine shuttle car VS-30 drive mode / D.I.Shishlyannikov, S.A.Lavrenko // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2006. Vol. 11/23. P. 13941-13944.
15. Shishlyannikov D.I. Research of the Mine Shuttle Car Drive Mode at Potash Mines / D.I.Shishlyannikov, M.A.Vasilyeva // Procedia Engineering. 2016. № 150. P. 39-44.

Авторы: **В.И.Александров**, *д-р техн. наук, профессор*, Aleksandrov_VI@pers.spmi.ru (Санкт-Петербургский горный университет, Санкт-Петербург, Россия), **М.А.Васильева**, *канд. техн. наук, доцент*, Vasileva_MA@pers.spmi.ru (Санкт-Петербургский горный университет, Санкт-Петербург, Россия), **В.Ю.Коптев**, *канд. техн. наук, доцент* (Санкт-Петербургский горный университет, Санкт-Петербург, Россия).

Статья поступила в редакцию 23.01.2019.

Статья принята к публикации 27.05.2019.