

1. **Монастырский Ю.А.** Эксплуатация и обслуживание карьерной техники «БелАЗ» в Украине / Горный журнал. - 2013. - №1. - с. 78-79.
2. **Дорошев Ю.С.** Повышение технологической надежности карьерных экскаваторов: монография / Ю.С. Дорошев, С.В. Нестругин. - Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2009. - 194 с.
3. **Мариев П.Л.** Вибромониторинг технического состояния редукторов мотор-колёс самосвала БелАЗ / П.Л. Мариев, Н.Н. Ишин // Проблемы карьерного транспорта. Материалы XI Международной научно-практической конференции – Екатеринбург: УрО РАН, 2011. – 230 с.
4. «Положение о техническом обслуживании, диагностировании и ремонте карьерных самосвалов БелАЗ» г. Жодино, 2004.
5. Карьерный транспорт: состояние и перспективы [Мариев П.Л., Кулешов А.А., Егоров А.Н., Зырянов И.В.]. – СПб.: Наука, 2004.– 429 с.

Рукопись поступила в редакцию 15/02/13

УДК 629.113.001.5

Ю.С. РУДЬ В.Д. СИДОРЕНКО, доктора техн. наук, проф.,  
И.С. РАДЧЕНКО, канд. физ.-мат. наук, доц., В.Ю. БЕЛОНОЖКО, ст. преподаватель  
ГВУЗ «Криворожский национальный университет»

## **АНАЛИТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ САМОСВАЛА ПРИ ЕГО ДВИЖЕНИИ ПО ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМ ДОРОГАМ КАРЬЕРОВ**

Исследованы колебания самосвала вокруг горизонтальной оси при его движении по технологическим дорогам карьера. Самосвал представлен математической моделью в виде балки, опирающейся на систему пружин с демпфером, которыми являются передняя и задняя подвески. Определены зависимости вертикальной и вращательной амплитуд колебаний карьерного самосвала от времени и от начальных условий.

**Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.** Для транспортировки железной руды, добытой в карьере, применяются самосвалы большой грузоподъемности, например, типов БелАЗ 7555В и 7555Е [1]. При движении карьерного самосвала по технологическим дорогам, профиль которых значительно отличается от прямолинейного, его колеса взаимодействуют с выступами и впадинами дорожного полотна, в результате чего возникают значительные колебания автомобиля. При колебаниях конструктивных элементов самосвала в них создаются значительные ускорения, которые приводят к возникновению недопустимо больших динамических нагрузок. Эти нагрузки снижают надежность автомобиля, долговечность его узлов и агрегатов, приводят к росту затрат на проведения ремонтных работ для поддержания его работоспособности на требуемом уровне. Поэтому при использовании на карьерах самосвалов большой грузоподъемности актуальной задачей является теоретические и экспериментальные исследования их колебаний.

Сложность теоретического анализа механических систем типа карьерных самосвалов БелАЗ 7555В и 7555Е в значительной степени зависит от числа степеней свободы их математических моделей. В задачах о колебаниях материальных точек системы их координаты являются функцией времени. Основная задача анализа таких систем состоит в определении закона движения системы. После этого без особого труда могут быть найдены деформации, внутренние силы и напряжения, действующие в реальных узлах и агрегатах самосвалов.

Карьерный самосвал представляет собой сложную механическую систему, число степеней свободы которой всегда велико, а ее исследование представляет собой довольно сложную задачу. Для решения практических задач можно использовать упрощенные модели, которые характеризуются конечным числом степеней свободы. В таких расчетных схемах некоторые части системы считаются лишенными массы и представляются в виде деформируемых безинерционных связей. При этом тела, за которыми сохраняются свойства инерции, считаются материальными точками, в которых сосредоточена масса, или - абсолютно твердыми телами. Однако стремясь к упрощению расчетной схемы нужно иметь в виду, что пренебрежение всеми инерционными свойствами заданной системы может полностью лишить ее динамических свойств или привести к дифференциальным уравнениям, которые не интегрируются в квадратурах и очень сложны для анализа.

Правильный выбор математической модели, предназначенной для исследования колебаний самосвала при его движении по технологическим дорогам карьеров, позволит теоретически

решить важную практическую задачу выбора оптимальной скорости его перемещения, которая ограничивается возникающими при этом колебаниями узлов, агрегатов и автомобиля в целом. При этом появляется возможность решения другой важной для практики задачи - экономичного расходования дизельного топлива, которое достигается при определенной критической скорости движения самосвала. При известных действующих силах можно определить запасы их прочности, степень сопротивления против изнашивания, а также другие показатели работоспособности [2-4].

**Анализ последних исследований и публикаций.** Исследованию колебаний инженерных объектов, в том числе и автомобилей, посвящено ряд работ [5-8]. В них изложены результаты исследований колебаний жестких и деформируемых конструкций. Рассмотрены линейные системы с одной, двумя и более степенями свободы, исследовано поведение нелинейных деформируемых систем, колебания упругих тел. Автор монографии [9] рассматривает вынужденные колебания автомобиля, вызываемые неровностями дороги и оказывающие значительное влияние на среднюю скорость движения и плавность хода. В работе [10] описана математическая модель динамики опрокидывания автомобиля при объезде препятствия. В работе [11] излагаются теория, результаты экспериментальных исследований и практическое приложение новых тенденций в оценке загруженности и повреждаемости трансмиссии грузовых автомобилей при воздействии на колеса неровностей дороги. В монографии [12] рассмотрены стохастические модели расчетного воспроизведения процесса движения автомобиля в различных дорожных условиях с определением средней скорости движения, расхода топлива, среднего процента использования мощности, времени движения на различных передачах, числа включения передач. В статье [13] приведены основы теории колебаний подвесок самосвала с кинематическим возбуждением, вызванным неровностями дороги, в том числе определены энергетические соотношения для расчета полной работы за время прохождения самосвалом единичной неровности дорожного полотна.

**Постановка задачи.** Настоящая работа является логическим продолжением исследований колебаний карьерных самосвалов при их движении по дорогам с неровностями [4,13]. В ней ставится задача с помощью новой математической модели исследовать вертикальные колебания центра масс карьерного самосвала и его вращательные колебания вокруг горизонтальной оси, проходящей через центр масс, а также определить собственные частоты таких колебаний.

**Изложение основного материала исследований и результаты.** Модель карьерного самосвала изображена на рис. 1.

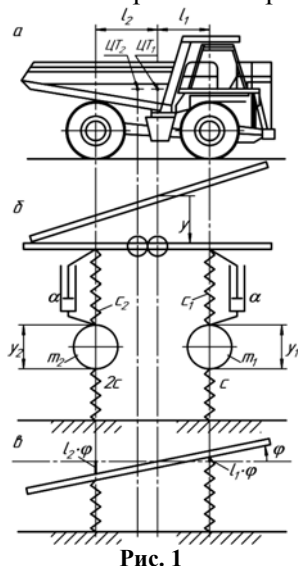


Рис. 1

Роль соединительного звена между кузовом автомобиля и дорогой играют система поддрессоривания, состоящая из передней и задней подвесок. Эта система представляет собой совокупность деталей, узлов и механизмов, которые выполняет следующие функции: физически соединяет колеса или неразрезные мосты с несущей системой автомобиля - кузовом или рамой; передает на несущую систему силы и моменты, возникающие при взаимодействии колес с дорогой; обеспечивает требуемый характер перемещения колес относительно кузова или рамы, а также необходимую плавность хода. Основными элементами типичной подвески являются: упругие элементы, которые воспринимают и передают нормальные силы реакции дороги, возникающие при наезде колеса на неровности; амортизаторы, которые служат для гашения колебаний несущей системы, возникающих вследствие воздействия дороги; направляющие элементы, которые задают характер перемещения колес и их связи между собой и с несущей системой, а также передают продольные и боковые силы и их моменты.

В подвеске карьерного самосвала упругие элементы и амортизатор конструктивно объединены в один блок - пневмогидравлический цилиндр, представляющий собой пневматическую рессору поршневого типа в комбинации с гидравлическим амортизатором. Рабочим элементов в цилиндре является технический газообразный азот. Давление газа в полости полностью разжатого цилиндра передней и задней подвески составляет  $2,52 \pm 0,025$  и  $0,79 \pm 0,016$  МПа. В качестве рабочей жидкости в цилиндре подвески применяется амортизационная жидкость.

Для составления дифференциальных уравнений вертикальных и вращательных колебаний самосвала вокруг горизонтальной оси, проходящей через центр масс [13], представим его в виде математической модели, показанной на рис.1б, т.е. в виде жесткой балки, масса которой равна массе автомобиля.

Будем считать, что жесткая балка опирается на систему пружин соответствующей жесткости, определяемой жесткостью подвески автомобиля, включая и жесткость шин. Введем следующие обозначения:  $m_A$  - эксплуатационная масса самосвала; для базовой модели БелАЗ 7555В  $m_A = 40200$  кг. Все дальнейшие цифры и численные расчеты приводятся для базовой модели. Для простоты считаем, что масса порожнего автомобиля сосредоточена в центре его тяжести (точка  $ЦТ_1$  на рис. 1а); момент инерции самосвала относительно центральной поперечной оси определяем по приближенной формуле [8,14], кгм<sup>2</sup>

$$I_0 = \bar{m}_A l_1 l_2, \quad (1)$$

где  $l_1$  и  $l_2$  - соответственно расстояние от центра тяжести до передней и задней подвесок самосвала;  $m_{сп} = m_A + m_{П} = 95200$  кг - масса груженого самосвала (полная);  $m_{П} = 55000$  кг - масса порожнего самосвала; масса  $m_{сп}$  сосредоточена в центре тяжести  $ЦТ_2$ .

Точка  $ЦТ_2$  находится на расстоянии  $d$  от центра  $ЦТ_1$ . Коэффициенты жесткости передней и задней подвесок соответственно равны  $C_1$  (Н/м) и  $C_2$  (Н/м), коэффициент жесткости шин равен  $C_0$  (Н/м). Вязкое сопротивление переднего и заднего амортизаторов равно  $\mu_1$  (Н·с/м) и  $\mu_2$  (Н·с/м) соответственно. Полагаем, что  $C_0 = 2,4 \cdot 10^6$  Н/м;  $C_1 = 1,27 \cdot 10^6$  Н/м;  $C_2 = 1 \cdot 10^6$  Н/м. Для самосвала без груза  $l_1 = 1,96$  м,  $l_2 = 2,04$  м,  $d = 0,681$  м. Вычислим приведенные коэффициенты жесткости передней  $C_{П}$  и задней  $C_3$  подвесок самосвала. Упругие элементы передней и задней частей системы соединены последовательно, поэтому  $C_A = C_B = 0,83 \cdot 10^6$  Н / м.

Система имеет две степени свободы, так как колебания самосвала происходят в его средней вертикальной продольной плоскости. За обобщенные координаты принимаем вертикальное перемещение  $y$  центра масс  $O$  самосвала и угол его поворота  $\varphi$  вокруг оси, которая проходит через точку  $C$  параллельно осям автомобиля (рис. 1, в). Кинетическая энергия системы  $T$  согласно теореме Кенига [14] определяется следующим равенством

$$T = 0,5m_A \dot{y}^2 + 0,5I_0 \dot{\varphi}^2. \quad (2)$$

Потенциальная энергия  $\Pi$  механической системы складывается из потенциальной энергии силы тяжести  $\Pi_1 = -mgy$  и потенциальной энергии рессор и шин задней и передней подвесок  $A$  и  $B$   $\Pi_2 = \Pi_A + \Pi_B$ . Из рис. 1в видно, что деформация подвески  $A$  от положения равновесия для малых углов равна  $y + y_1 = y + l_2 \varphi$ . С учетом статической деформации  $f_A$  получим следующее соотношение:  $y + y_1 + f_A = y + f_A + l_2 \varphi$ . Поэтому потенциальная энергия подвески  $A$  будет равна

$$\Pi_A = 0,5C_A (f_A + y + l_2 \varphi)^2 - 0,5C_A \cdot f_A^2. \quad (3)$$

Аналогично для подвески  $B$  находим

$$\Pi_B = 0,5C_B (f_B + y + l_1 \varphi)^2 - 0,5C_B \cdot f_B^2. \quad (4)$$

Потенциальная энергия колеблющегося самосвала равна

$$\begin{aligned} \Pi = \Pi_A + \Pi_B = 0,5C_A (f_A + y + l_2 \varphi)^2 - 0,5C_A \cdot f_A^2 + \frac{1}{2} C_B + \\ + 0,5C_B (f_B + y + l_1 \varphi)^2 - 0,5C_B f_B^2 - m_A g \cdot y. \end{aligned} \quad (5)$$

В положении равновесия все обобщенные силы механической системы равны нулю [14]. Определив соответствующие производные, находим, что параметры системы удовлетворяют таким равенствам

$$-mg \cdot g + C_A \cdot f_A + C_B \cdot f_B = 0, \quad (6)$$

$$C_A \cdot f_A l_2 - C_B (f_B \cdot f_1) = 0. \quad (7)$$

Согласно рис. 1а сила тяжести самосвала уравновешивается упругими силами, которые обусловлены статическими деформациями подвесок и шин. При малых колебаниях около положения равновесия можно считать, что изменение потенциальной энергии связано с изменением величины деформации упругих элементов, которые входят в систему. Учитывая эти деформации согласно рис. 1в, приходим к такому равенству:

$$P_A = \frac{1}{2}(C_A + C_B)y^2 + \frac{1}{2}(C_A l_2^2 + C_B l_1^2)\varphi^2 + (C_A l_2 - C_B l_1)y \cdot \varphi \quad (8)$$

В общем случае для системы с двумя степенями свободы кинетическая  $T$  и потенциальная  $P$  энергии равны

$$T = \frac{1}{2}(a_{11}y^2 + 2a_{12}\dot{y}\dot{\varphi} + a_{22}\dot{\varphi}^2). \quad (9)$$

$$P = 0,5(C_{11}y^2 + 2C_{12}y \cdot \varphi + C_{22}\varphi^2). \quad (10)$$

Взяв соответствующие производные из этих равенств, составляем уравнения Лагранжа второго рода и находим

$$\ddot{y} + \frac{C_A + C_B}{m_A}y + \frac{C_A l_2 - C_B l_1}{m_A}\varphi = 0; \quad (11)$$

$$\ddot{\varphi} + \frac{C_A \cdot l_2 - C_B \cdot l_1}{I_0}y + \frac{C_A l_2^2 + C_B l_1^2}{I_0}\varphi = 0. \quad (12)$$

Эти уравнения описывают колебаний самосвала: (9) - вертикальные, (10) - поворотные. Из них определяем собственные частоты колебаний самосвала  $k_1 = 6,70 \text{ c}^{-1}$ ;  $k_2 = 6,12 \text{ c}^{-1}$ . Этим частотам соответствуют периоды колебаний  $\tau_1 = 2\pi/k_1 = 0,94 \text{ с}$  или 64 кол./мин.; и  $\tau_2 = 1,03 \text{ с}$  или 58 кол./мин.

Свяжем эти свободные колебания с неровностями карьерной дороги. Запишем уравнение поверхности дороги в следующем виде [4]  $y = a \sin(2\pi V \cdot t/l)$  (где  $a$  - глубина неровности, м;  $l$  - длина неровности, м;  $V$  - скорость движения самосвала, м/с).

Приравнивая частоту «возмущающей силы», вызванной неровностью дороги, и частоты собственных колебаний самосвала, найдем критические скорости движения, т.е. такие скорости, при которых наступает резонанс автомобиля, и амплитуда колебаний становится недопустимо большой  $V_1 = 10,66 \text{ м/с} = 38,4 \text{ км/ч}$ ;  $V_2 = 9,74 \text{ м/с} = 35,1 \text{ км/ч}$ . В этих расчетах мы полагали, что  $l=10$  м. При  $l=5$ м, критическая скорость движения уменьшается до  $V_{кр} = 20 \text{ км/ч}$ , что довольно хорошо согласуется с данными соответствующей инструкции ( $V_{кр} = 25 \text{ км/ч}$ ). Параметры собственных колебаний самосвала БелАЗ- 7555В приведены в табл. 1, где  $\mu_1$  и  $\mu_2$  - коэффициенты распределения.

Таблица 1

Параметры собственных колебаний самосвала БелАЗ - 7555В					
$k, \text{ c}^{-1}$	$\tau, \text{ с}$	$n, \text{ колеб./мин}$	$V, \text{ км/ч}$	$\mu_1, \text{ см/град}$	$\mu_2, \text{ см/град}$
6,70	0,94	64	38,4	3,9	-4,09
6,12	1,03	58	35,1		

Следовательно, если в первом главном колебании центр масс самосвала опускается на расстояние 3,9 см, то шасси его повернется одновременно по ходу часовой стрелки на один градус.

Во втором главном колебании, при опускании центра масс на 4,1 см, шасси самосвала повернется на один градус против хода часовой стрелки. Формы главных колебаний показаны на рис. 2.

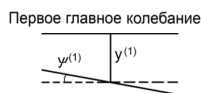


Рис. 2

Уравнение для расчета параметров собственных колебаний груженого самосвала БелАЗ-7555В имеет следующий вид

$$0,0320k^4 - 1,2642k^2 + 12,3003 = 0, \quad (13)$$

Сравнивая данные табл. 1 и 2, видим, что для груженого автосамосвала собственная частота колебаний несколько уменьшается, что с физической точки зрения вполне понятно - большая масса обладает большей инертностью.

Исследуем влияние демфера передней и задней подвесок, т.е. его линейного сопротивления, на скорость самосвала и определим ту скорость, при которой происходит резонанс механической системы. Для этого достаточно исследовать колебания передней или задней частей самосвала при их повороте вокруг горизонтальной оси, проходящей через центр масс самосвала.

Таблица 2

Параметры собственных колебаний груженого самосвала БелАЗ - 7555В

$k, c^{-1}$	$\tau, c$	$n, \text{колеб./мин.}$	$V, \text{км/ч}$	$\mu_1, \text{см/град.}$	$\mu_2, \text{см/град.}$
6,60	0,952	63	34	3,75	-4,95
5,22	1,20	50	42		

При решении задачи можно воспользоваться моделью, которая показана на рис. 3.

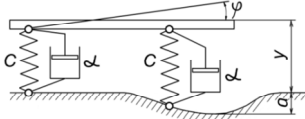


Рис. 3

Исследуем влияние демпфера передней и задней подвесок, т.е. его линейного сопротивления, на скорость самосвала и определим ту скорость, при которой происходит резонанс механической системы. Для этого достаточно исследовать колебания передней или задней частей самосвала при их повороте вокруг горизонтальной оси, проходящей через центр масс самосвала. При решении задачи можно воспользоваться моделью, которая показана на рис. 3. Подобную физическую модель мы будем иметь и в случае совпадения точки  $\theta$  с точкой передней или задней подвесок. Обозначим:  $I_0$  - момент инерции самосвала относительно точки  $\theta$ ,  $кгм^2$ ;  $l$  - расстояние от точки  $\theta$  до соответствующей подвески,  $м$ ;  $C$  - суммарная жесткость подвески,  $Н/м$  (в первом приближении жесткостью шин для данного случая можно пренебречь);  $\alpha$  - эффективный коэффициент сопротивления демпфера,  $Н\cdot c/м$ ;  $\varphi$  - угол поворота шасси,  $рад$ .

В этих обозначениях кинетическая и потенциальная  $\Pi$  энергии и диссипативная функция Релея  $R$  равны

$$T = \frac{1}{2}mv^2 + \frac{1}{2}I_0\dot{\varphi}^2, \quad \Pi = \frac{1}{2}C(\ell\varphi - y)^2, \quad R = \frac{1}{2}\alpha(\ell\dot{\varphi} - \dot{y})^2 \quad (14)$$

Из этих выражений находим производные и составляем уравнение Лагранжа второго рода. Из него для самосвала БелАЗ - 7555В находим уравнение для частот

$$n^2\omega^4 + \omega_0^4\omega^2 - \omega_0^6 = 0. \quad (15)$$

При отсутствии затухания, т.е. демпфера,  $n=0$  из уравнения (15) получаем, что наибольшего значения амплитуда вынужденных колебаний механической системы достигается при резонансе  $\omega = \omega_0$ .

При наличии затухания, т.е. демпфера, из (15) находим

$$\omega = \sqrt{-\frac{\omega_0^2}{2n} \pm \sqrt{\frac{\omega_0^8}{4n^4} + \frac{\omega_0^6}{n^2}}}. \quad (16)$$

Поскольку физический смысл имеет только действительный корень, то критическая скорость самосвала  $v_k$  определяется выражением

$$v_k = \frac{l_1}{2\pi} \sqrt{-\frac{\omega_0^2}{2n} \pm \sqrt{\frac{\omega_0^8}{4n^4} + \frac{\omega_0^6}{n^2}}}. \quad (17)$$

Собственная частота колебаний самосвала равна  $\omega_0=5,12$  ( $c^{-1}$ ). При этом критическая скорость движения самосвала при  $l_0=10$  м равна  $v_k=8,15$  ( $м/с$ ) = 30 км/ч.

На рис. 4 показана зависимость критической скорости скорости движения самосвала, вычисленной по формуле (19-71), от величины линейного сопротивления  $n$ , причем  $\omega_0=5,12$   $c^{-1}$ .

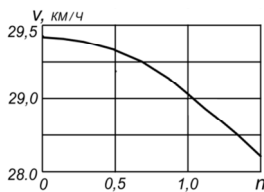


Рис. 4

Из этого рисунка видно, что увеличение линейного сопротивления демпфера уменьшает величину амплитуды колебаний в максимуме и, в то же время, приводит к необходимости уменьшения скорости движения самосвала. Последнее становится понятным из чисто физических соображений: движение по неровной дороге требует дополнительного расхода энергии. Наличие демпфера в подвеске самосвала приводит к незначительному уменьшению критической скорости самосвала.

Таблица 3

Зависимость критической скорости $v_k$ от линейного сопротивления демпфера $n$							
$n$	$1 \cdot 10^{-6}$	0,25	0,5	0,75	1	1,25	1,5
$V(n)$	29,355	29,301	29,198	29,032	28,81	28,541	28,234

**Выводы.** Аналитическое исследование свободных колебаний карьерного самосвала при его движении по технологическим дорогам (проведенные на примере БелАЗ-7555В) позволяют сделать следующие выводы:

В первом приближении карьерный самосвал можно рассматривать как колебательную систему с двумя степенями свободы. Вертикальное смещение центра масс карьерного самосвала при его движении по неровной дороге и угол поворота массы вокруг горизонтальной оси, проходящей через центр масс, представляют собой гармонические колебания. Для нагруженного самосвала циклическая частота собственных колебаний несколько уменьшается по сравнению с порожним автомобилем, что обусловлено возросшей при этом инертностью. Существует критическая скорость движения карьерного самосвала при его движении по неровной дороге, при которой амплитуда колебаний становится недопустимо большой, в результате чего нагрузки на узлы и детали сильно возрастают.

#### Список литературы

1. Карьерные самосвалы БелАЗ 7555В, 7555Е и их модификации. Руководство по эксплуатации 7555В – 3902015 РЭ. – Республика Беларусь. - 25-2 с.
2. Рудь Ю.С., Радченко И.С., Белоножко В.Ю., Ткаченко А.С. Теория изнашивания деталей горных машин, основанная на использовании законов взаимодействия атомов в кристаллической решетке металлов // Міжнародна науково-технічна конференція «Гірничого металургійний комплекс: досягнення, проблеми та перспективи розвитку». Матеріали конференції 12-16 травня 2009р.- Кривий Ріг, КТУ -2009.- С. 189-190.
3. Rud Yu.S., Radchenko I.S., Belonozko V.Yu., Tkachenko A.S. Theory of wear of details of machines, founded on uses of laws cooperation of atoms in crystalline grates of metals // Nauka i studia.- 2009. - №6(18). - P. 13-21.
4. Рудь Ю.С., Радченко И.С., Белоножко В.Ю., Ткаченко А.С. Теория колебаний механических систем с кинематическим возбуждением и ее применение к движению карьерных самосвалов // Восточно-европейский журнал переводных технологий.-2010.-№2/9(44).- С. 32-38.
5. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. - М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1985. – 472 с.
6. Ден-Гартог Дж. Механические колебания. - М.: Физматгиз, 1960.
7. Мандельштам Л.И. Лекции по колебаниям. Собр. Трудов. - М.: Издательство АН СССР, 1955.
8. Рудь Ю.С., Радченко И.С., Кузьміч С.М., Білоножко В.Ю. Теорія коливань. - Кривий Ріг: «Мінерал», 2002.
9. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля: Колебания и плавность хода. – М.: Машгиз, 1972. – 392 с.
10. Божкова Л.В., Рябов В.Г., Норицина Г.И. Влияние вынужденных колебаний кузова на опрокидывание автомобиля при объезде препятствия // Транспортное дело России. - №3. – 2009.
11. Шупляков С.М. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля. – М.: Транспорт, 1974. - 328 с.
12. Безбородова Г.Б., Галушко В.Г. Моделирование движения автомобиля. – К.: Вища школа, 1978. – 168 с.
13. Рудь Ю.С., Радченко И.С., Белоножко В.Ю., Ткаченко А.С. Исследование поперечных колебаний карьерного самосвала, вызванных неровностями дорожного полотна. Наукові праці Донецького національного технічного університету. - Серія: Гірничо-електромеханічна. - Випуск 18 (172). – Донецьк: ДНТУ. – 2010.-С. 234-241.
14. Бутенин Н.В., Луниц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. - Т. 2. - М.: Наука, 1979.

Рукопись поступила в редакцию 15.02.13

УДК 621-752: 621.833

А.А. БОНДАРЕЦ, О.К. КОПАЙГОРА, ст. преподаватели; С.И. НЕЙМИРКО, ассистент  
ГВУЗ "Криворожский национальный университет"

### ИССЛЕДОВАНИЕ ПРЕОБРАЗУЮЩЕГО ЗВЕНА "РОТОР-ШПИНДЕЛЬ" ПЛАНЕТАРНО-РОТОРНЫХ ВРАЩАТЕЛЕЙ ПЕРФОРАТОРОВ И БУРИЛЬНЫХ ГОЛОВОК

На базе новейшей бурильной головки с планетарно-роторным вращателем 236.06.236, являющейся рабочим органом бурильной установки УБШ 236, изготовленной согласно плана новой техники ОАО "Криворожгормаш", проведены сравнительные экспериментальные исследования преобразующих звеньев "ротор-шпиндель" трех конструктивных исполнений. Получены зависимости расхода воздуха, крутящего момента и мощности от частоты вращения, выбран вариант преобразующей пары, показавшей наилучшие результаты.

**Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.** В связи с переходом шахт Кривбасса на все более глубокие горизонты затраты на добычу железной руды подземным способом постоянно повышаются. Характеристики шахт Криворожского бассейна: "Родина", "Октябрьская", "Гвардейская", им. Ленина (ПАО "Криворожжелезрудком"); "Юби-

лейная", им. Фрунзе (ПАО "ЕВРАЗ Сухая Балка"), им. Артема (ПАО "АрселорМиттал Кривой Рог), им. Орджоникидзе (ПАО "ЦГОК"), приведены в табл. 1.

Таблица 1