

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ, КОЛЕБАНИЙ И УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ РЕЛЬСОВОЙ ТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ КРУТОНАКЛОННЫХ КАРЬЕРНЫХ ПОДЪЕМНИКОВ

В.В. Говоруха, Институт геотехнической механики НАН Украины, Украина

Представлены метод исследований и способ математического моделирования процессов взаимодействия при движении рельсовой транспортной системы крутонаклонных карьерных подъемников. Дана оценка динамической нагруженности, колебаний и устойчивости движения составных частей рельсовой транспортной системы крутонаклонных рельсовых подъемников.

Введение. Развитие открытого способа добычи полезных ископаемых неразрывно связано с решением ряда проблем, включая охрану окружающей среды, обеспечение безопасности ведения работ, развитие производственной мощности карьеров и экономические показатели работы предприятий.

В открытых разработках нашли применение в основном автомобильный, конвейерный, железнодорожный, скиповый, канатно-подвесной, трубопроводный виды транспорта, а также конвейерные поезда.

Имеют место комбинации и сочетания этих видов транспорта в отдельных группах: автомобильно-конвейерный, автомобильно-железнодорожный, автомобильно-скиповой, автомобильно-клетевой и др. Каждый из этих видов транспорта или их комбинации имеют свои достоинства и недостатки, которые в отдельных климатических и горно-геологических условиях проявляются по-разному.

Применяемые виды транспорта имеют также свои технические характеристики по производительности, температурному режиму, руководящим уклонам трасс движения, выделению токсических веществ, энергообеспечению, дальности перевозки и др. Например, подвесной канатный транспорт допускает уклоны до 45° , конвейерный – 18° , гидротранспорт – 10° , автомобильный – $5-10^\circ$, железнодорожный – 11° , конвейерные поезда – $20-25^\circ$, скиповой подъем – $18-45^\circ$.

Наибольшую токсичность выделяемых газов имеет автомобильный и железнодорожный виды транспорта. Затрудняется эксплуатация гидротранспорта при отрицательных температурах.

В зависимости от горно-геологических условий, используемых видов транспорта и технологии ведения работ глубина карьеров проектируется до 700 м, а размеры поперечных сечений на уровне поверхности земли более 3,0 км (Ингулецкий, Первомайский, Сарбайский, Коркинский и др.), а отдельные карьеры, такие как Днепровский, Анновский и т. п. более 6,0–8,0 км, фосфоритовый карьер Джани-Тас–до 30,0 км.

Углы наклона бортов карьеров также изменяются в значительных пределах: от 20° до 70° . Большинство карьеров, разрабатывающих руды цветных металлов, имеют углы наклона бортов $35-45^\circ$ (Сибайский, Сорский, Кальмакырский и др.), а карьеры Якутии имеют углы наклона бортов около 70° и более.

Характерно отметить, что в карьерах Якутии скорость естественных потоков воздуха равна практически нулю и токсические газы от дизельных двигателей сверхмощных автосамосвалов грузоподъемностью 90,0–240,0 т (БелАз, Kamatsu, Katerpillar) надолго остаются в емкости карьеров.

Рассмотрим одно из направлений по созданию нового вида транспорта – рельсовый крутонаклонный карьерный подъемник, включающий автомобильный транспорт (большегрузные автомобили), рельсовый транспорт (многоосные специальные рельсовые транспортеры и специальные крутонаклонные двухпутевые направляющие рельсовые пути) и канатные подъемники с тяговыми канатами.

Особенностью рассматриваемой технологии транспортировки полезных ископаемых является: загрузка большегрузных автосамосвалов горной массой на днище карьера и его движение по поверхности днища карьера; заезд автосамосвала на площадку специального многоосного рельсового транспортера; перемещение рельсового транспортера с автосамосвалом по борту карьера с наименьшим расстоянием от днища карьера до земной поверхности; выезд автосамосвала с площадки рельсового транспортера; переезд большегрузного автосамосвала по поверхности земли, к примеру, до обогатительной фабрики. Перемещение рельсового транспортера осуществляется тяговыми канатами и подъемной машиной.

В такой постановке рельсовая транспортная система крутонаклонных карьерных подъемников с комбинацией различных видов транспорта впервые предложена ИГТМ НАН Украины применительно к условиям глубоких карьеров Якутии в 1991 г. [1].

Состояние вопроса. Известен ряд трудов, посвященных созданию, развитию и эксплуатации различных видов карьерного транспорта [2–9] и др. В этих работах представлены технология и комплексная механизация открытых горных работ, где предпочтение отдавалось отдельным видам транспорта, включая автомобильный, конвейерный, железнодорожный, скиповой и канатный транспорт.

В известных работах остались не решенными проблемы создания и внедрения рельсовых крутонаклонных карьерных подъемников с использованием большегрузных автосамосвалов, многоосных специальных рельсовых транспортеров, крутонаклонных двухпутевых рельсовых направляющих и канатных подъемников с тяговыми канатами. Не рассматривалась механика взаимодействия такой сложной транспортной системы при двухстороннем (вверх-вниз) движении с высокими скоростями в сложных горнотехнических условиях, не исследовались динамические процессы нагруженности, колебаний и устойчивости, а также не разрабатывались исходные требования для создания новой транспортной системы.

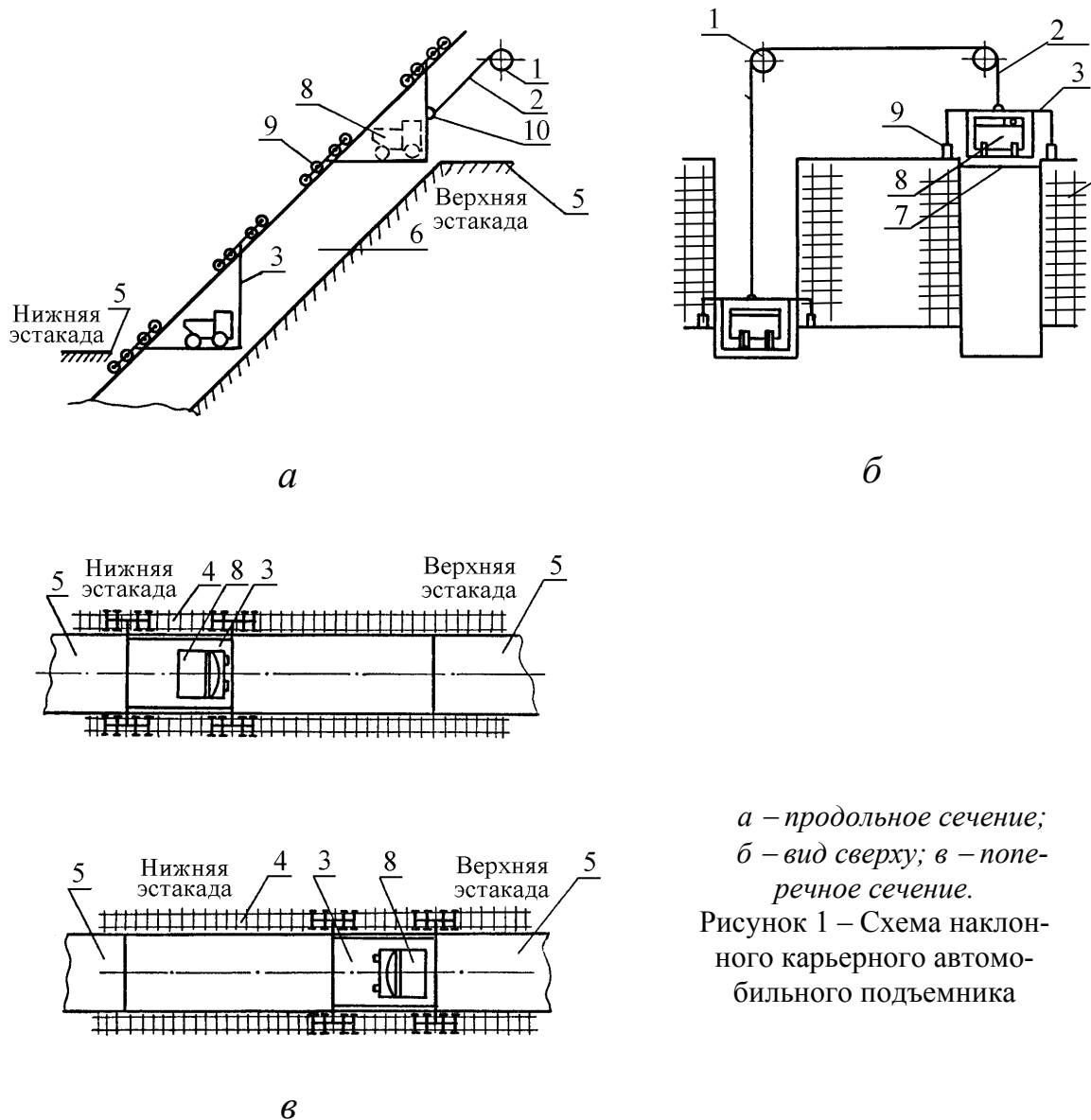
Постановка задач. Целью настоящей работы являются исследования динамических процессов взаимодействия сложной комбинированной транспортной системы в условиях движения рельсового крутонаклонного многоосного транспортера с большегрузным автосамосвалом по крутонаклонному двухпутевому рельсовому пути под действием системы тяговых канатов и подъемной машины.

Для практического применения рельсовой транспортной системы крутонаклонных карьерных подъемников необходимо определить основные показатели механики процессов ее движения в сложных горно-геологических условиях.

В связи с этим одной из наиболее важных задач является определение нагруженности, колебаний и устойчивости движения рельсового крутонаклонного многоосного транспортера с грузом в виде большегрузного автосамосвала по крутонаклонному двухпутевому рельсовому пути под действием системы тяговых канатов и подъемной машины.

Объект и методы исследований. Общий вид крутонаклонного карьерного подъемника представлен на рис.1. Составными частями такого подъемника являются: подъемная машина (1); система тяговых канатов (2); рельсовая транспортная система, состоящая из двух взаимосвязанных канатами транспортных сосудов (3) и двух рельсовых путевых комплексов (4); четыре эстакады, расположенных в верхнем и нижнем уровнях спусковой и подъемной галереи (5, 6). Каждый, из двух, транспортный сосуд представляет собой многоосный наклонный рельсовый транспортер, состоящий из грузовой платформы (7) с площадкой для проезда и размещения большегрузного автосамосвала (8), четырех тележечных групп (9), прицепного устройства (10) для крепления тяговых канатов [10, 11].

Перемещение рельсовых транспортеров осуществляется по двум наклонным путевым комплексам, каждый из которых состоит из двух путей, уложенных на верхних площадках каждой транспортной галереи по борту карьера. Движение двух взаимосвязанных рельсовых транспортеров происходит одновременно со спуском-подъемом относительно нижней и верхней эстакад посредством единой системы тяговых канатов и подъемной машины.

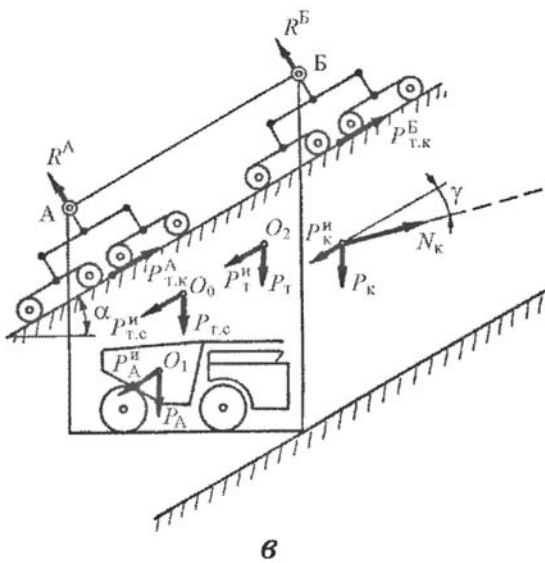
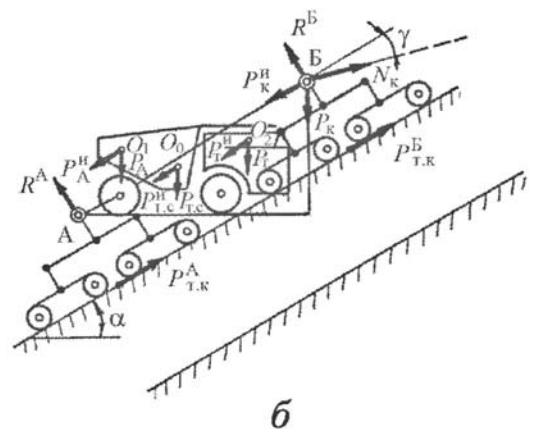
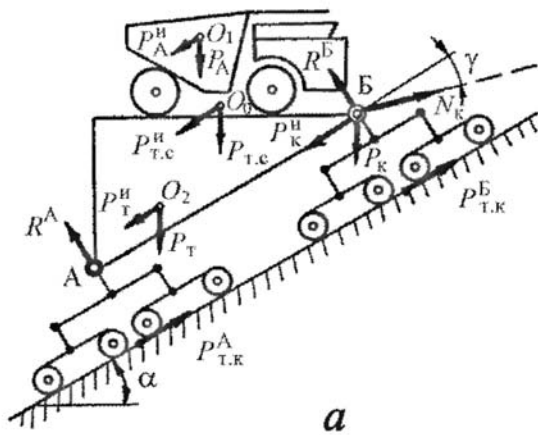


*а – продольное сечение;
 б – вид сверху; в – попе-
 речное сечение.*
 Рисунок 1 – Схема наклон-
 ного карьерного автомо-
 бильного подъемника

По уровню расположения грузовой платформы относительно плоскости рельсового пути и продольной оси системы тяговых канатов в конструкции транспортера возможны три следующих основных технических решения: плоскость платформы находится выше (рис. 2,а), в зоне (рис.2,б) или ниже (рис. 2, в) плоскости пути и оси системы тяговых канатов.

Действующие на транспортную систему силы при движении транспортера с грузеным автосамосвалом вниз (экстремальный случай) изображены на рис. 2, где введены следующие обозначения R^A, R^B – силы реакций в нижней и верхней шарнирных опорах грузовой платформы и тележечных групп; $P_{\dot{\alpha}, \dot{\epsilon}}^A, P_{\dot{\alpha}, \dot{\epsilon}}^B$ – силы трения качения в нижней и верхней тележечных группах; P_A, P_T, P_K – силы тяжести автосамосвала, транспортера, тяговых канатов, приведенных к узлу их крепления; $P_{T.C}$ – сила тяжести всей транспортной системы; N_K – сила натяжения системы тяговых канатов; $P_A^{\dot{\epsilon}}, P_T^{\dot{\epsilon}}, P_K^{\dot{\epsilon}}, P_{T.C}^{\dot{\epsilon}}$ – силы инерции, возникающие при различных режимах движения транспортной системы.

Для теоретических исследований использованы расчетные схемы соответствующие механическим системам. На рис.3 (а, б) основные части и узлы транспортной системы показаны в виде твердых тел, соединенных между собой шарнирами, а также жесткими или упруго-диссипативными элементами. Упруго-диссипативные и инерционные свойства рельсовых путей учтены с помощью приведенных масс, присоединенных к каждому колесу на пружине с демпфером в вертикальной и поперечной плоскостях.



а, б, в – расположение центра масс грузовой платформы с автосамосвалом соответственно выше, поосно и ниже уровня плоскости рельсового пути и тяговых канатов.

Рис.2 – Схема расположения грузонесущей платформы с автосамосвалом относительно плоскости рельсовых путей и направления действия сил от тяговых канатов

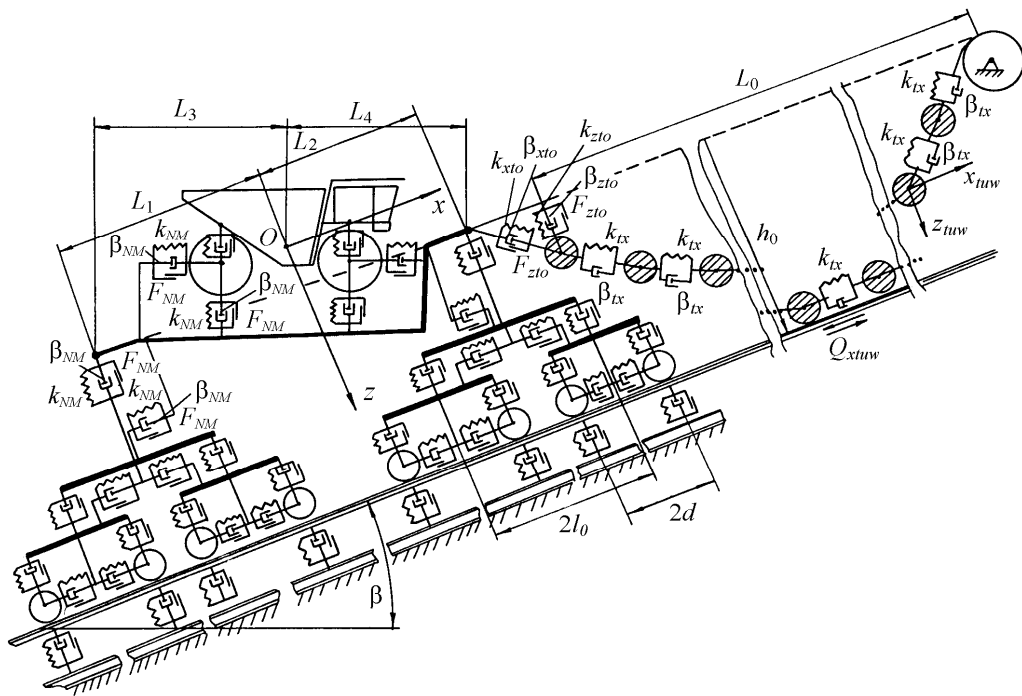
Динамическая составляющая силы от действия тяговых устройств на канаты соответствует зависимости

$$Q = N_{\epsilon} e^{-\alpha t} \sin \frac{\omega_2 t}{2\pi}, \quad (1)$$

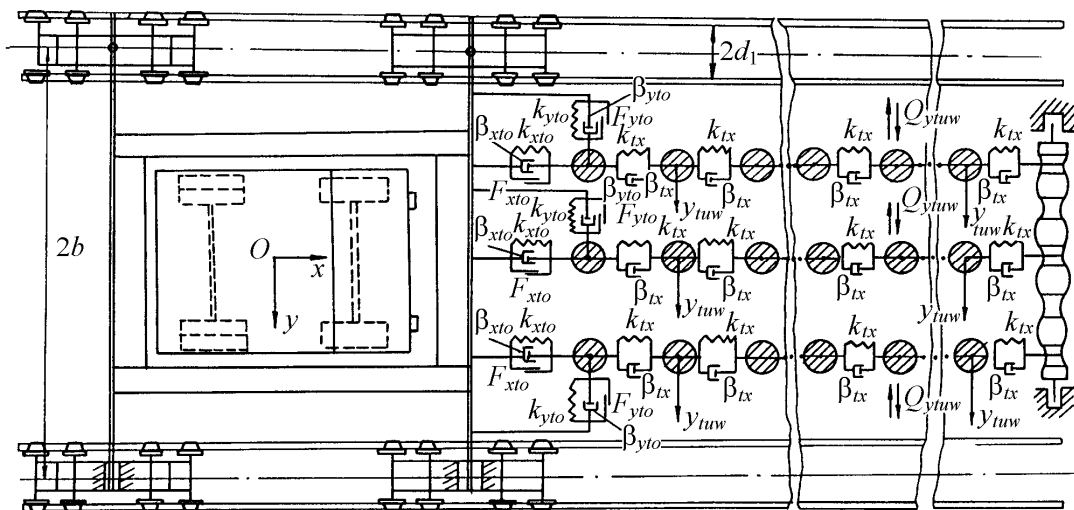
где t – текущее время; ω_1, ω_2 – заданные частоты; N_{ϵ} – амплитуда динамической составляющей натяжения тяговых канатов.

Для составления математической модели принято движение транспортного сосуда по участку упругого рельсового пути, имеющего в продольно-вертикальной наклонной плоскости вертикальные стыковые неровности, описываемые косинусоидой в пределах одного периода, а в наклонной плоскости рельсов – поперечные синусоидальные неровности рельсовых нитей. Поверхность катания колес принята нелинейной, а касательные силы взаимодействия колес определяются по теории крипа, учитывающей относительное проскальзывание колес по рельсам.

Для описания движения транспортного сосуда по рельсовым путям с произвольным очертанием рельсовых нитей в плане и профиле принята неподвижная система координат $\theta\xi\eta\zeta$, а для каждого твердого тела транспортного сосуда – подвижные системы координат: естественная $Oxuz$ и связанная с каждым твердым телом $Cx'y'z'$, (где Cx', Cy', Cz' – главные центральные оси инерции) см. рис. 4 а, б.



a



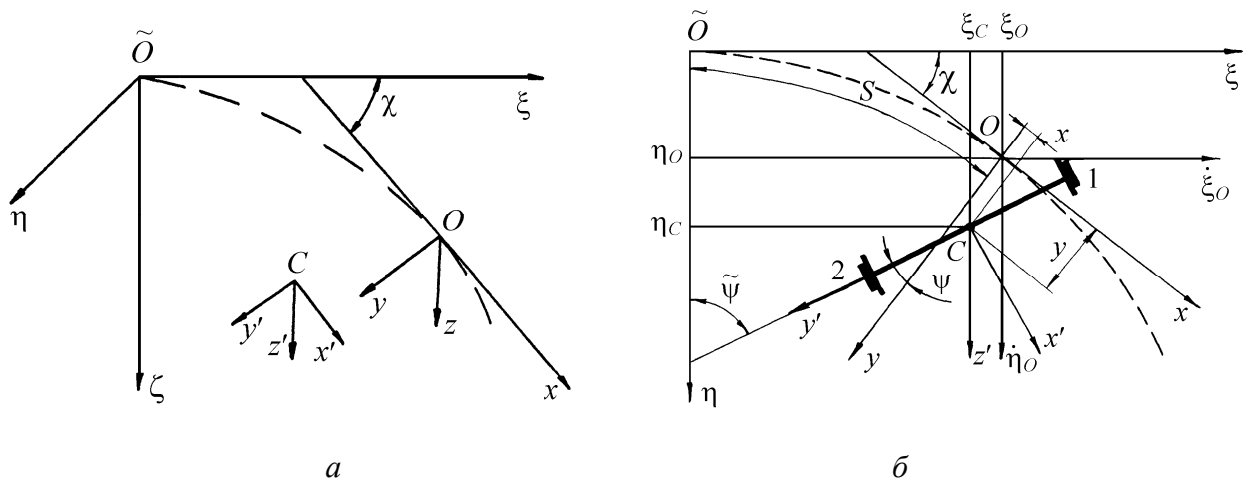
b

a – вид сбоку; б – вид сверху.

Рис. – 3. Расчетная схема транспортной системы наклонного подъемника:

Положение естественной системы координат относительно неподвижной характеризуется дуговой координатой вдоль оси пути S и углом χ между осями Ox и Oy . Параметр криволинейного участка пути χ задан функцией координаты S . Для обозначения сферического движения твердого тела используются углы $\psi = \psi + \chi$, φ , однозначно определяющие направления осей Cx' , Cy' , Cz' относительно неподвижной системы координат (рис. 4 а, б).

Перемещение рельсового транспортного сосуда обозначим через x_k , y_k , z_k (линейные) и ϑ_k , ψ_k , φ_k (угловые) величины. Поступательные перемещения x , y и z отражают соответственно подергивание, боковой относ и подпрыгивание, а углы поворота ϑ , ψ , φ , – виляние, галопирование и боковую качку.



а – система координат; б – схема движения колесной пары в системе координат.
 Рис.4 – Системы координат для математической модели подвижного транспортного средства

Для обозначения тел при координатах и параметрах системы введем следующие индексы: а – для кузова автомобиля; a_m (где $m = 1, 2$) – для колесных пар автомобиля; к – для несущей платформы транспортера (клетки); i ($i = 1, 2, 3, 4$) – для соединительных рам или четырех тележек; in ($n = 1, 2$) – для двухосных тележек, соединенных i -ми рамами; inr ($r = 3, 4$) – для боковых рам двухосных тележек; inj ($j = 1, 2$) – для колесных пар in -х двухосных тележек; $injl$ ($l = 1, 2$) – для приведенных масс пути под inj -ми колесами; tuw ($u = 1, 2, 3, \dots, N_u$; $w = 1, 2, 3, \dots, N_w$) – для сосредоточенных масс соответствующих канатов. Здесь u – номер тягового каната ($u = 1$ – левый канат по ходу движения транспортера); w – номер приведенной переменной массы отдельного участка каждого каната.

Конструктивным особенностям рассматриваемой механической системы соответствуют следующие уравнения связей:

$$\begin{aligned} x_{a1} = x_{a2} = x_a + H_a \varphi_a; \quad \varphi_{a1} = \varphi_{a2} = 0; \quad \psi_{a1} = \psi_{a2} = \psi_a; \quad y_{in3} = y_{in4}; \\ \psi_{in3} = \psi_{in4}; \quad \varphi_{in3} = \varphi_{in4}; \quad z_{in3} = z_{in4}; \quad \vartheta_{in3} = \vartheta_{in4}; \quad z_{inj} = z_{in3} + (-1)^n a \varphi_{in3}; \\ \vartheta_{inj} = \vartheta_{in3}; \quad \varphi_{inj} = -\frac{S}{r}; \quad z_{tuw} \leq h_0; \quad \psi_{tuw} = \varphi_{tuw} = \vartheta_{tuw} = 0; \\ z_{injl} = z_{in3} + (-1)^j a \varphi_{in3} + (-1)^l d_1 \vartheta_{in3}, \end{aligned}$$

где $2d_1$ – ширина колеи двухосной тележки; H_a – высота центра тяжести автосамосвала над центром тяжести его колесных пар; $2a$ – база двухосной тележки; S – пройденный путь; r – средний радиус круга катания колес тележек; h_0 – расстояние от узла крепления тяговых канатов к транспортеру до роликов, расположенных на дне лотка.

В качестве обобщенных координат системы приняты

$$x_k, y_k, z_k, \vartheta_k, \varphi_k, \psi_k, x_i, y_i, z_i, \vartheta_i, \varphi_i, \psi_i, x_{in3}, x_{in4}, y_{in3}, y_{in4}, \vartheta_{in3}, \varphi_{in3}, \psi_{in3}, x_{inj}, y_{inj}, \psi_{inj}, y_{injl}, x_a, y_a, z_a, \vartheta_a, \varphi_a, \psi_a, y_{am}, z_{am}, \vartheta_{am}, x_{tuw}, y_{tuw}, z_{tuw}.$$

При составлении уравнений движения исследуемой механической системы использовано уравнение Лагранжа второго рода.

В общем виде уравнения движения рассматриваемой транспортной системы можно представить в виде:

$$D_v + \dot{I}_v + \hat{O}_v = Q_v \quad (v = 1, 2, \dots, N), \quad (2)$$

где $D_v, \dot{I}_v, \hat{O}_v$ – дифференциальные операторы, соответствующие уравнениям Лагранжа второго рода:

$$D_v = \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_v} - \frac{\partial T}{\partial q_v}; \quad \ddot{I}_v = \frac{\partial \dot{I}}{\partial q_v}; \quad \dot{O}_v = \frac{\partial \dot{O}}{\partial \dot{q}_v}, \quad (v=1,2,\dots,N) \quad (3)$$

где – T , Π , Φ – соответственно кинетическая, потенциальная энергия и функция рассеяния системы; Q_v , q_v – обобщенные силы, не имеющие потенциала, и обобщенные координаты; N – число степеней свободы.

При принятых исходных предположениях выражения $D_v, \ddot{I}_v, \dot{O}_v$ можно представить в виде:

$$D_v = f(m, I, q_v, \ddot{q}_v), \quad \ddot{I}_v = f_1(k, q_v, \dot{I}_h(q_v)), \quad \dot{O}_v = f_2(\beta, \dot{q}_v) + f_3(F, \dot{q}_v),$$

где – m , I – инерционные характеристики (массы и моменты инерции) твердых тел системы; k и β – коэффициенты жесткости упругих и вязкости диссипативных элементов транспортной системы, F – силы сухого трения в связях между твердыми телами; $\dot{I}_h(q_v)$ – составляющая потенциальной энергии, обусловленная изменением высоты центров тяжести твердых тел при перемещениях q_v .

Кинетическая энергия транспортной системы определена как сумма кинетической энергии подвижного рельсового транспортера с грузом, рельсовых путей и тяговых канатов при пространственном движении по неровностям рельсовых нитей в вертикальной и поперечной плоскостях, в соответствии с теоремой Кенига.

Потенциальная энергия транспортной системы определена как алгебраическая сумма энергий упругих деформаций элементов рельсового транспортера с автосамосвалом, рельсовых путей и тяговых канатов в направлении осей Ox , Oy и Oz , а также изменение энергии вследствие подъема и опускания центров тяжести тел согласно расчетной схеме, показанной на рис. 3.

Функция рассеяния в транспортной системе определяется с учетом коэффициентов вязкого сопротивления и сил сухого трения в узлах связи системы в направлении осей Ox , Oy , Oz .

Обобщенные силы, приложенные к транспортной системе, обусловлены действием сил тяжести и моментов этих сил от тяговых канатов, а также от сил взаимодействия колес с рельсами и канатов с поддерживающими роликами.

Возмущения обусловлены действием сил в тяговых канатах, пространственными неровностями рельсовых нитей, зазорами по ширине колеи между головками рельсов и гребнями колес.

Неровности рельсовых нитей в вертикальной плоскости рассматриваются в виде:

$$\eta_n = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^2 \eta_{inj}, \quad (4)$$

где η_{inj} – стыковая или путевая неровность пути вдоль оси Oz под j -й колесной парой n -й четырехосной тележки.

Предположим, для примера, что неровности η_{inj} соответствует косинусоида в пределах одного периода:

$$\eta_{inj} = \begin{cases} \frac{1}{2} h_i \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi S}{l_i} \right) \right) & \text{if } 0 \leq S < l_i \\ 0 & \text{if } l_i \leq S < S_1 \end{cases} \quad (5)$$

где h_i – наибольшая глубина заданной неровности; l_i – длина заданной неровности; S – путь, пройденный колесной парой в пределах расстояния S_1 между неровностями.

Неровности рельсовых нитей элементов обычного пути в плане K_n можно рассматривать как детерминированные неровности в виде косинусоиды, синусоиды или сложной спектральной функции [10, 11].

Неровности в плане в виде синусоиды описываются функцией

$$\hat{E}_i = -\frac{4\pi^2 A_i'}{(l_i')^2} \sin \frac{2\pi \nu t}{l_i'}, \quad (6)$$

A_i', l_i' , – амплитуда и длина неровности в пределах периода; а неровности в плане, заданные в виде косинусоиды, функцией

$$\hat{E}_H = \begin{cases} -\frac{2\pi^2 A_{i\bar{A}}'}{(l_{i\bar{A}}')^2} \cos \frac{2\pi \nu t}{l_i'}, & 0 < t \leq \tau_{i\bar{A}} \\ 0, & t > \tau_{i\bar{A}} \end{cases} \quad (7)$$

где $A_{i\bar{A}}'$ – стрела дуги неровности в пределах периода; $\tau_{i\bar{A}} = l_{i\bar{A}}'/\nu$ – время движения колесной пары по заданной неровности.

В соответствии с расчетной схемой, представленной на рис. 3, составлена математическая модель пространственных вынужденных колебаний рельсовой транспортной системы круто-наклонных карьерных подъемников вместе с автосамосвалом (грузовым сосудом) при движении по рельсовым двухпутевым направляющим с переменным профилем и планом.

Согласно уравнений составлена математическая модель пространственных вынужденных колебаний элементов рельсового большегрузного многоосного транспортера с автосамосвалом (или скипа), рельсовых путей, канатов и узлов крепления канатов к транспортному сосуду при движении по наклонным рельсовым направляющим переменного плана и профиля, в которых возмущения обусловлены действием сил в тяговых канатах, неровностями рельсовых нитей в вертикальном и поперечном направлениях, зазорами по ширине колеи между головками рельсов и гребнями колес, а также другими факторами.

Более подробное описание математической модели и системы уравнений приведено в работе автора [10].

Оценка нагруженности, колебаний и устойчивости движения транспортной системы.

С помощью полученной математической модели выполнены теоретические исследования взаимодействия всех звеньев транспортной системы "тяговые канаты – транспортер – автосамосвал – рельсовый путь". При этом определены показатели нагруженности, устойчивости и безопасности движения наклонного большегрузного карьерного транспортера по рельсовым направляющим при расположении на грузовой платформе транспортера автосамосвала типа БЕЛАЗ, Komatsu, Katerpillar или др. с полезным грузом около 200–240 т горной массы.

В соответствии с расчетной схемой, изображенной на рис. 3, а, б, исследуем процесс равноускоренного разгона транспортера, начиная с нулевой скорости ($\nu = 0$) и с дальнейшим ускорением $a = 1,75 \text{ м/с}^2$ затем равномерное его движение со скоростью 5 м/с и равнозамедленное торможение ($a = -1,75 \text{ м/с}^2$) до остановки ($\nu_k = 0$). При этом примем, что поперечные неровности пути описываются непрерывной синусоидой в плоскости рельсового пути, а вертикальные – косинусоидой в пределах одного периода.

При равнопеременном и равномерном движении транспортера наблюдаются периодические продольные колебания грузонесущей платформы с частотой ≈ 2 Гц. При этом вследствие упругодиссипативных свойств канатов и упругих элементов в узлах связей клетки с платформой они быстро затухают. Наибольшие перемещения клетки соответствуют режиму ускоренного движения, несколько меньше – режиму равномерного движения. При этом перемещения интенсивно уменьшаются при равномерном и замедленном движении. После прохождения переходного процесса устанавливаются также колебания бокового отбоя, подпрыгивания и галопирования, боковой качки и виляния клетки транспортера. Их частоты соответствуют ориентировочно значениям 0,167 Гц при боковом отбояе клетки; 2,0 Гц – при ее подпрыгивании; 1,3 Гц – при галопировании и вилянии; 1,2 Гц – при боковой качке клетки и галопировании автомобиля.

Анализ полученных результатов показывает, что движение транспортера с автосамосвалом в базовом варианте конструктивного исполнения, показанном на рис. 2, б, при

$a = \pm 1,75 \text{ м/с}^2$ и $v = 5 \text{ м/с}$, $a = 0$ устойчиво, что является необходимой предпосылкой удовлетворительных его динамических качеств при вынужденных колебаниях, обусловленных различными несовершенствами.

Оценим вынужденные колебания транспортера при разгоне ($a = 1,75 \text{ м/с}^2$, $v_0 = 0$), движении с постоянной скоростью ($v = 5 \text{ м/с}$) и равнозамедленном движении ($a = -1,75 \text{ м/с}^2$) в случае, когда длина и глубина синусоидальных неровностей рельсовых путей (одинаковых и не смещенных по фазе) приняты для поперечных неровностей $l'_{iA} = 10,0 \text{ м}$, и $A'_{iA} = 0,030 \text{ м}$, а для вертикальных неровностей $l_{нв} = 10,0 \text{ м}$, и $A_{нв} = 0,030 \text{ м}$.

Анализ этих результатов позволяет сделать вывод, что при вынужденных колебаниях силы взаимодействия колес с рельсами не превышают эксплуатационных значений, имеющих место в подвижном составе промышленного железнодорожного транспорта.

По результатам интегрирования системы дифференциальных уравнений, описывающих вынужденные колебания, проведена выборка экстремальных значений, характеризующих нагруженность отдельных элементов системы и безопасность ее движения при разгоне ($t \leq 2,86 \text{ с}$), установившемся движении ($2,86 \text{ с} < t \leq 9,0 \text{ с}$), замедленном движении до остановки ($t > 9,0 \text{ с}$).

Большинство из основных выбранных показателей, определяющих нагруженность системы в вертикальной плоскости, удовлетворяют требованиям нагруженности и безопасности движения транспортера при разгоне и установившемся режиме его движения с постоянной скоростью.

Так, наибольший уровень нагруженности колес в направлении оси Oz соответствует значениям равным 147 и 148 кН для режима разгона и установившегося движения транспортера, и 141 кН – для режима движения с замедлением до остановки. Аналогичные результаты получены также для нагруженности рельсов, рессор центрального подвешивания, опорных элементов сопряжения несущей платформы с соединительными рамами тележек, колес автосамосвала, рессор автосамосвала, узла крепления каната к клетки, элементов каната. [10].

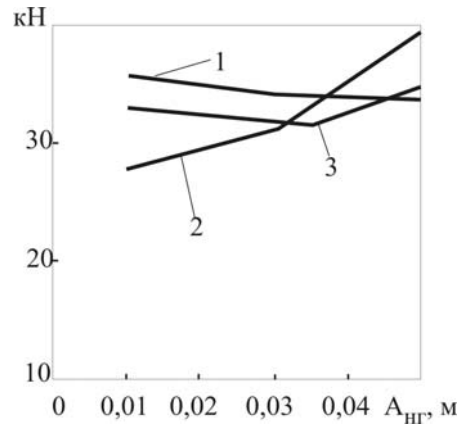
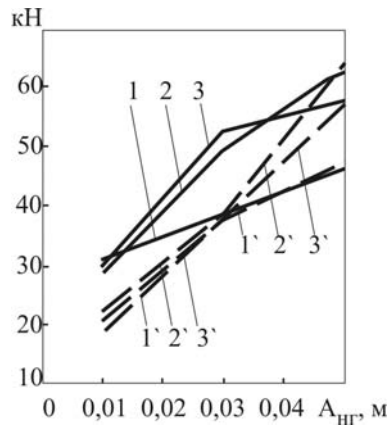
Отметим, что уровень нагруженности ходовых частей карьерного наклонного транспортера примерно соответствует нагруженности ходовых частей промышленного железнодорожного транспорта. Причем устойчивость из условий вкатывания колес на рельсы и условий сдвига рельсошпальной решетки, характеризуемая коэффициентами $k_{вк}$ и $k_{сд}$, обеспечивается с большим запасом во всех режимах движения ($k_{вк \text{ min}} = 2,79$), что существенно больше нормативного допустимого значения $k_{вк} \geq 1,5$, а $k_{сд \text{ max}} = 0,13$ при допустимом значении $k_{сд} \leq 0,4$.

Оценим динамические показатели транспортера при различных параметрах неровностей рельсового пути. Для исследования примем глубину поперечных неровностей $A'_{нг} = 0,01 \text{ м}$ и $A'_{нг} = 0,05 \text{ м}$ при длине неровности $l'_{нг} = 10,0 \text{ м}$, а также глубину поперечных неровностей $A'_{нг} = 0,03 \text{ м}$ и $A'_{нг} = 0,05 \text{ м}$ при длине неровности $l'_{нг} = 5,0 \text{ м}$. При этом параметры вертикальных неровностей соответствуют глубине неровности $A_{нв} = 0,03 \text{ м}$ и длине неровностей $l_{нв} = 10,0 \text{ м}$.

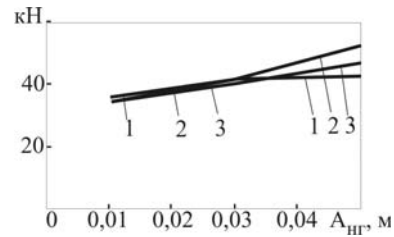
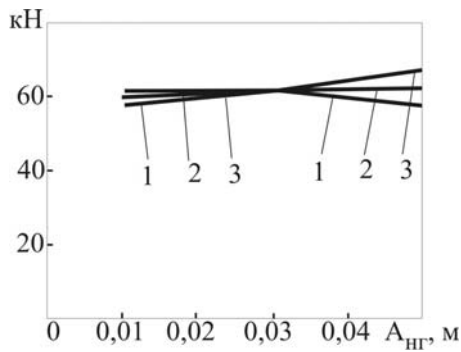
По этим данным построены графики изменения основных динамических показателей в зависимости от глубины поперечных неровностей пути (см. рис. 5–9). Из этих графиков видно, что изменения глубины горизонтальных неровностей пути оказывают значительное влияние главным образом на показатели нагруженности в продольном и поперечном направлениях, для которых определяющим является преимущественно режим установившегося движения.

Изменение глубины поперечных неровностей пути оказывает также существенное влияние на показатели, характеризующие безопасность движения транспортера (коэффициенты устойчивости от вкатывания колес на рельсы и сдвига рельсошпальной решетки).

Однако безопасность движения транспортера обеспечивается с большим запасом при всех значениях глубины неровности $A'_{нг}$. Так, если при $A'_{нг} = 0,01 \text{ м}$ ($l'_{нг} = 10,0 \text{ м}$) $k_{вк} = 4,52 \div 5,0$, то при $A'_{нг} = 0,05 \text{ м}$ $k_{вк} = 2,41 \div 2,87$, что значительно больше нормативного значения $k_{вк} \geq 1,5$.

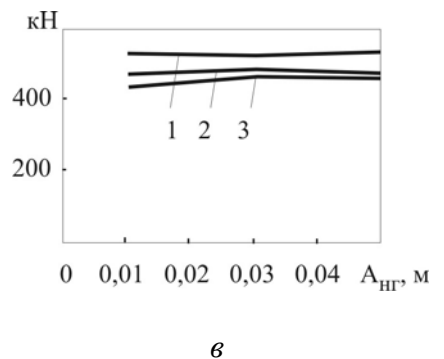
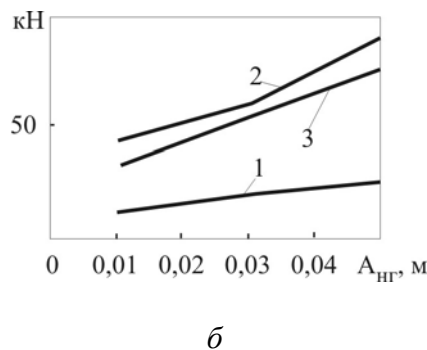
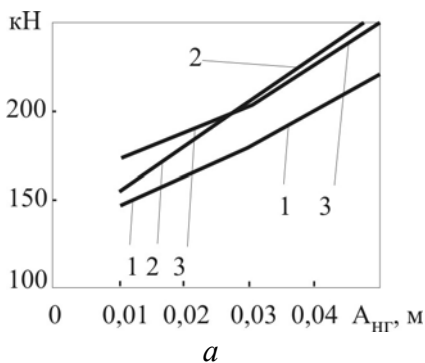


a – поперечные силы между колесами и рельсом (линии 1, 2, 3), и между рельсами и основанием (линии 1', 2', 3'); *б* – поперечные силы между колесными парами и рельсами; линии 1, (1'); 2, (2') 3, (3') – ускоренное, равномерное движение и торможение соответственно
 Рис. 5 – Наибольшие значения поперечных сил взаимодействия колес и колесных пар с рельсами при различной глубине горизонтальных неровностей



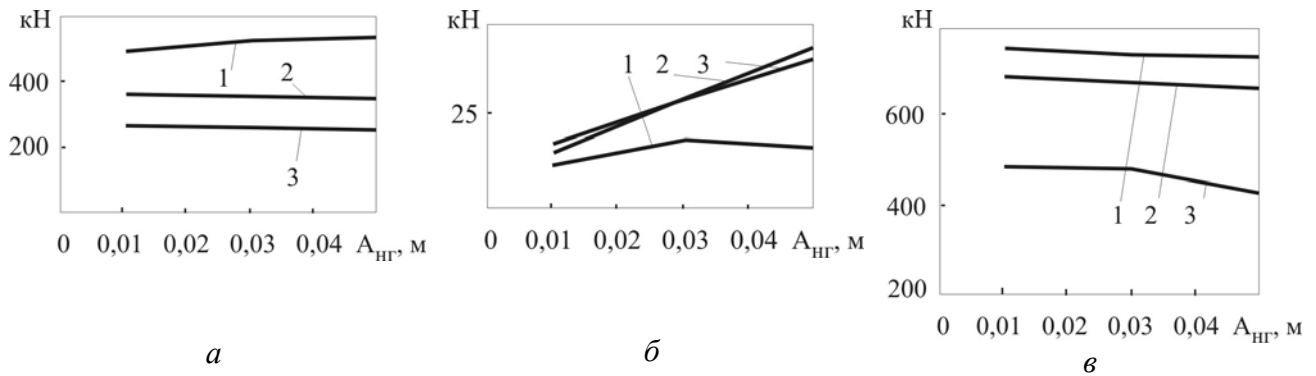
a, б – продольные и поперечные силы соответственно; 1, 2, 3 – ускоренное, равномерное движение и торможение соответственно

Рис. 6 – Наибольшие значения продольных и поперечных сил, действующих в местах сопряжения колесных пар с боковыми рамами тележек при различной глубине горизонтальных неровностей



a, б, в – продольные, поперечные и вертикальные силы в узлах связи соответственно; 1, 2, 3 – ускоренное, равномерное движение и торможение соответственно

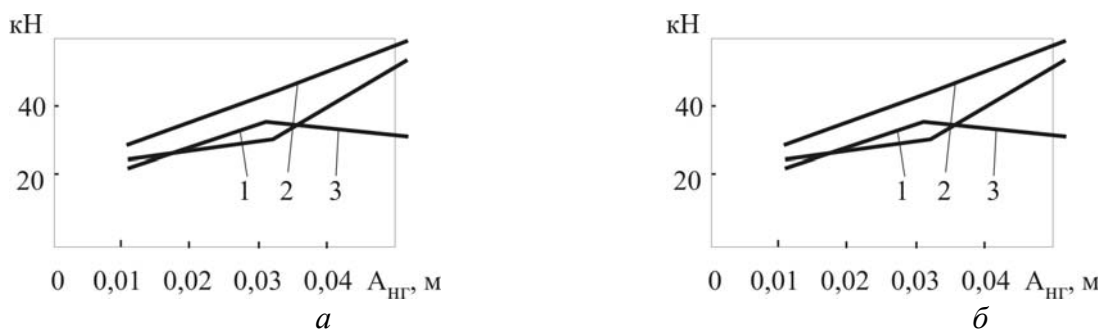
Рис. 7 – Наибольшие значения продольных, поперечных и вертикальных сил взаимодействия в узлах связей грузонесущей платформы с четырехосными тележками при различной глубине горизонтальных неровностей



а, б, в – продольные, поперечные и вертикальные силы соответственно;

1, 2, 3 – ускоренное и равномерное движение, а также торможение соответственно

Рис. 8 – Наибольшие значения продольных, поперечных и вертикальных сил взаимодействия колес автомобиля с грузонесущей платформой при различной глубине горизонтальных неровностей пути



а, б, – поперечные и вертикальные силы в рессорах автомобиля соответственно;

1, 2, 3 – ускоренное, равномерное движение и торможение соответственно

Рис. 9 – Наибольшие значения поперечных и вертикальных сил в рессорах автомобиля при различных значениях глубины горизонтальных неровностей пути

Силы, действующие в канатах при изменении глубины неровностей $A'_{нр}$, изменяются незначительно.

Получено также, что изменение длины поперечных неровностей $l'_{нр}$ в интервале $l'_{нр} = 5,0 \div 10,0$ м оказывает существенное влияние на основные показатели нагруженности и безопасности движения транспортера.

Например, при уменьшении длины неровности $l'_{нр}$ с 10,0 до 5,0 м при ее глубине $A'_{нр} = 0,05$ м наибольшие значения поперечных сил, действующих на рельсы в режиме разгона, увеличиваются с 45,1 до 54,8 кН, т.е. на 22 %.

Произведена оценка влияния на колебания и нагруженность транспортера его переменного и равномерного движения по пути с неровностями в вертикальной плоскости, изменяющимися в пределах $l_{нв} = 5,0 \div 25,0$ м, $A_{нв} = 0,01 \div 0,05$ м при $l'_{нр} = 10,0$ м $A'_{нр} = 0,03$ м.

Установлено, что длина и глубина неровностей пути в вертикальной плоскости незначительно влияет на основные показатели транспортера, характеризующие колебания, нагруженность и безопасность его движения.

Для вариантов поперечных неровностей рельсовых нитей, расположенных в противофазе, получены экстремальные, недопустимые из условия безопасности движения значения поперечных сил взаимодействия колес с рельсами и очень малые значения коэффициентов устойчивости от вкатывания колес на рельсы $k_{вк}$. Так максимальные значения поперечных сил, действующих на колеса (Q_{yijm}) и рельсовые нити (Q_{yoinjm}), составляют 182 и 170 кН (в исходном варианте значения этих сил не превышают 38,2 кН). Вследствие этого не обеспечивается устойчивость от вкатывания колес на рельсы ($k_{вк} = 0,64$ при нормативном значении $k_{вк} \geq 1,5$).

Это объясняется значительным сужением ширины колеи в случае поперечных неровностей рельсовых нитей, расположенных в противофазе. Вследствие этого гребни колес контактируют с головками рельсов площадками, наклоненными под большими углами к горизонтальной плоскости, из-за чего возникают значительные поперечные силы взаимодействия колес с рельсами.

Неоптимальные значения динамических показателей взаимодействия колес с рельсами получены также для случая, когда неровности расположены на одной рельсовой нити, по сравнению с вариантом, когда они одинаковы на двух рельсовых нитях (находятся в одной фазе) для каждого пути, вследствие значительного сужения ширины колеи при неровностях рельсовых нитей, расположенных на одной рельсовой нити, что приводит к существенному увеличению поперечных сил Q_{yinjm} , Q_{yoijnm} действующих на колеса и рельсовые нити и уменьшению коэффициентов k_{BK} (экстремальные значения этих величин соответственно $Q_{yinjm} = 60,3$ кН, $Q_{yoijnm} = 52,8$ кН, $k_{BK} = 2,08$).

На основании приведенных результатов о влиянии неровностей пути на динамические качества транспортера можно сделать следующий вывод: в процессе эксплуатации карьерного транспортера не следует допускать уменьшения ширины колеи рельсовых путей по сравнению с нормативными значениями.

Оценим показатели нагруженности и безопасности движения транспортера при изменении высоты центра тяжести транспортной клетки по сравнению с номинальным ее значением.

Рассмотрим случаи, когда центр тяжести клетки приподнят на 2,0 м по сравнению с его исходным положением и опущен на 2,0 м и 5,0 м. (см. рис.2. и рис.3.).

Отметим, что при подъеме и снижении центра тяжести клетки относительно базового варианта (рис. 2, б) почти все показатели нагруженности и безопасности движения транспортера существенно ухудшаются, причем ухудшение основных показателей выражено в значительно большей степени при подъеме центра тяжести, чем при его снижении. При этом ухудшаются как показатели нагруженности ходовых частей с рельсами и узлов сопряжения отдельных элементов транспортера, так и показатели, характеризующие безопасность его движения из условия сдвига рельсошпальной решетки и вкатывании колес на рельсы. В наибольшей степени ухудшение показателей нагруженности наблюдается для ходовых частей транспортера и элементов сопряжения их с несущей платформой. Например, по сравнению с исходным вариантом, максимальные значения взаимодействия колес с рельсами в вертикальной и поперечной плоскостях P_{ijnm} , Q_{zoijnm} , Q_{yinjm} , Q_{yoijnm} увеличиваются соответственно на 14,4; 13,3; 29,5; 37 % при опускании центра тяжести на 2,0 м и на 34,3; 29,7; 31,3 и 31,1 % при его подъеме. Еще в большей степени ухудшаются динамические показатели транспортера при опускании центра тяжести клетки на 5,0 м.

Наибольшие значения сил взаимодействия колес с рельсами в вертикальной и поперечной плоскостях P_{ijnm} , Q_{zoijnm} , Q_{yinjm} , Q_{yoijnm} превышают исходный вариант соответственно на 12,1; 11,1; 26,0 и 20,5 % для $H_T = 3,0$ м и на 13,7; 12,6; 3,5 и 0,8 % для $H_T = 5,0$ м, а коэффициент устойчивости от сдвига пути k_{cd} больше на 31 % при $H_T = 3,0$ м и на 39 % при $H_T = 5,0$ м. Другие показатели изменяются незначительно при изменении H_T , как правило, в сторону ухудшения, или они соизмеримы с аналогичными показателями для исходного варианта. Это можно объяснить тем, что в исходном варианте вектор линии действия сил, приложенных к канату, проходит через центр тяжести клетки вместе с грузом, а при изменении высоты крепления каната (H_T) создаются дополнительные моменты, увеличивающие нагрузки, действующие на элементы транспортера.

Выводы.

1. Разработана математическая модель движения карьерных автомобильных подъемников по наклонным рельсовым составляющим, позволяющая проводить целенаправленный поиск рациональных параметров транспортеров, путевой структуры и смежных устройств на базе исследования нагруженности, колебаний и безопасности движения рассматриваемой транспортной системы.

2. Установлено, что наиболее устойчивой, из условия обезгруживания колес, является

рельсовая транспортная система карьерных наклонных автомобильных подъемников, в которой близко расположенные центр масс большегрузного автосамосвала и центр масс рельсового транспортера, не удалены от линии действия главного вектора сил, приложенных к системе тяговых канатов и к плоскости рельсовых нитей. При этом должна обеспечиваться равномерная передача нагрузок от грузонесущей платформы с большегрузным автосамосвалом на передние и задние четырехосные тележки, которые также должны обеспечивать равномерную нагруженность осей колесных пар (это является предпосылкой устойчивости против схода колес с рельсов). Тяговые канаты должны быть закреплены посредством упруго-диссипативных связей на передней поперечной балке транспортера с раздвижкой в поперечной и вертикальной плоскостях, что необходимо для стабилизации движения транспортера и обеспечения устойчивости от вкатывания колес на рельсы и от сдвига рельсошпальной решетки при режимах разгона, равномерного движения и торможения в сложных эксплуатационных условиях карьеров.

3. На основании приведенных результатов исследования можно рекомендовать для проектировании транспортера базовый вариант и исходные значения его параметров, в том числе высоту центра тяжести транспортной клетки и высоту узла крепления тяговых канатов и грузонесущей балки клетки транспортера для использования в исходных технических требованиях на создание транспортного комплекса крутонаклонного рельсового подъемника.

4. Из условий нагруженности рельсового пути и узлов сопряжения транспортной клетки с платформой транспортера наибольшее влияние на показатели работы оказывают глубина горизонтальных неровностей, в первую очередь – неровности рельсовых нитей, приводящие к уменьшению ширины рельсовой колеи по сравнению с ее нормативным значением.

Список литературы

1. Говоруха В.В. Рельсовая транспортная система наклонных карьерных подъемников / В.В. Говоруха // Проблемы открытой разработки глубоких карьеров: Материалы Международного симпозиума по открытым горным работам «Мирный-91» 25–27 июня 1991 г. – Удачный, изд. НИЦ «МАСТЕР», 1991. – С. 471–474.
2. Транспорт на горных предприятиях / Б.А. Кузнецов, А.А. Ренгевич, В.Г. Шорин [и др.] – М.: Недра, 1976. – 550 с.
3. Новожилов М.Г. Совершенствование техники и технологии открытой разработки железорудных месторождений / М.Г. Новожилов, В.Г. Селянин. – М.: Высш. шк., 1961. – 156 с.
4. Васильев М. В. Наклонные подъемники на карьерах / М.В. Васильев, Б.В. Фадеев, В.С. Хохряков. – М.: Госгортехиздат, 1962. – 151 с.
5. Ржевский В.В. Технология и комплексная механизация открытых горных работ / В.В. Ржевский. – М.: Недра, 1968. – 639 с.
6. Коновалов В.С. Области эффективного взаимодействия специальных и универсальных видов транспорта / В.С. Коновалов, Т.В. Короткина, Н.В. Рогожина // Под ред. В. С. Коновалова. – М.: Транспорт, 1977. – 384 с.
7. Железнодорожный транспорт открытых разработок / Под ред. Б. А. Евдокимова. – М.: Недра, 1984. – 181 с.
8. Мелентьев Ю.И. Опыт эксплуатации наклонного скипового подъемника / Ю.И. Мелентьев, Ю.Л. Бедалянц // Шахтный и карьерный трансп. – 1978. – Вып. 4. – С. 300–306.
9. Хохряков В.С. Скиповые наклонные подъемники в карьерах / В.С. Хохряков, Л.А. Сорокин. – М.: Цветметинформация. 1966. – 63 с.
10. Говоруха В.В. Механика взаимодействия рельсового пути, подвижных транспортных средств и смежных устройств / В.В. Говоруха: Моногр. – Днепропетровск: Лира, 2006. – 448 с.
11. Говоруха В.В. Физико-технические основы создания элементов рельсового транспорта шахт и карьеров / В.В. Говоруха. – Киев: Наук. думка, 1992. – 200 с.