

and seismic impacts play a crucial role in ensuring the stable operation of the CPT line and its sustainability. The numerical modeling of different options to strengthen the slopes of the filled-up massif is carried out, and the most effective techniques for these purposes are used as different by geometry retaining mounds and resistant prisms of bulky rocks.

Originality. The safety factors (SF) for the slopes of the embankment on cross-section profiles considering physical and mechanical properties of the complex structured filled-up massif, its watering, loads of mining equipment and seismic impacts are calculated. The areas that most exposed to rock mass geomechanical deformations and displacements are identified.

Practical value. Based on the simulation results, the landslide measures to ensure the stable operation of the CPT complex and stability of the embankment slopes and the quarry pit walls are developed.

Key words: Cyclic and progressive technology (CPT), open pit slope stability, stability of filled-up rock massif, landslide, rock massif watering, seismic impact, safety factor, Mohr-Coulomb failure criterion.

Благодарность

При выполнении работы были использованы представленные ООО «Южгипроруда» геологические, гидрогеологические и технологические данные. Маркшейдерской службой Первомайского карьера были представлены планы горных работ и строительства.

Автор работы выражает искреннюю благодарность заведующему отделом геомеханических основ технологии открытой разработки Института геотехнической механики им. Н. С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАН Украины) профессору М. С. Четверику и старшему научному сотруднику отдела геомеханических основ технологии открытой разработки ИГТМ НАН Украины доценту Е. В. Бабий за научное руководство при выполнении данных исследований.

Поступила 07.06.2016



УДК 622.647.2

С. О. Попов /д. т. н./,
С. И. Малиновская /к. т. н./
Г. К. Данилина /к. т. н./,
Ю. А. Малиновский /к. т. н./
С.Н. Козырев

Производство

Криворожский национальный университет

Криворожский колледж Национального
авиационного университета
ПАО НИПИ «Механобрчермет»

Поперечная механика ходовой части конвейерного поезда при его движении

S. A. Popov /Dr. Sci. (Tech.),
S. I. Malinowska /Cand. Sci. (Tech.)/
G. K. Danilin /Cand. Sci. (Tech.)/
Yu. A. Malinovskii /Cand. Sci. (Tech.)/
S. N. Kozyrev

Krivis Rig national University

Krivis Rih College National aviation University

ПАО НИПИ «Механобрчермет»

Transverse mechanics of the chassis kovarnogo trains when it moves

Цель работы. Создание алгоритма определения боковых реакций и усилий в сцепках тележек конвейерного поезда для обоснования оптимальных сопротивлений движения и рационального выбора мощности всех приводных станций транспортной системы.

Методика. Для установления расчетных зависимостей между усилием толкания поезда, боковых реакций и усилий в сцепках применена расчетная модель конвейерного поезда в виде n -опорного стержня с $(n-1)$ промежуточными шарнирами, который находится в равновесии под действием силы толкания и сил сопротивления движению тележек поезда. Из условий равновесия тележек, начиная с первой, определены боковые усилия изделия в сцепках тележек. Кроме того, по известным зависимостям, с учетом вычисленных боковых усилий, определены сопротивления движения каждой вагонетки, находящейся в режиме тяги или толкания для транспортной системы со стабилизирующей системы и без нее.

Результаты. Выполненные исследования позволили установить взаимосвязь между усилием толкания и реакциями в сцепках. А также определить удельные сопротивления движению конвейерного поезда для режимов тяги и толкания эксплуатируемых на путевых структурах при стабилизированных и без них.

Научная новизна состоит в использовании схематической модели конвейерного поезда в виде n -опорного стержня с $(n-1)$ промежуточными опорами для обоснования оптимальных параметров конвейерных поездов, как основных транспортных средств для глубоких шахт и карьеров.

Постановка проблемы. В Украине интенсивно ведется добыча руды и угля как открытым, так и подземными способами. Многие карьеры достигли глубин 350–460 м, а шахты – глубин 1200–1500 м. Доставка сырья и пустых пород с нижних горизонтов существующими транспортными средствами становится затрудненной. Поэтому весьма актуальным является применение новых транспортных средств, которые являются менее энергозатратными. Эти условия удовлетворяют транспортные системы с использованием конвейерных поездов [1; 2].

Экономическая эффективность таких транспортных систем может быть достигнута при производительности более 1500–2500 т/ч, средней скорости доставки порядка 15–20 км/ч, угле наклона трассы к горизонту 18–20°, установленной мощности всех приводов системы в пределах 500–700 кВт, крупности доставляемого сырья до 350 мм, дальности транспортирования 1,5–2,5 км и выше, радиусах закруглений трассы 30–40 м (рис. 1).

Процессы загрузки, доставки и выгрузки сырья могут быть полностью автоматизированы. Трасса конвейерного поезда может быть проложена непосредственно по борту карьера или на специализированной эстакаде без проходки специальных стволов. Для установки такой системы на шахте требуется наличие наклонной выработки.

Для безопасной эксплуатации подвижных составов целесообразно в условиях шахт и глубоких карьеров применять конвейерные поезда со стационарными приводами (пневмошинный

Практическая значимость состоит в повышении экономической эффективности доставки горной массы из глубоких шахт и карьеров в среднем на 10–15 %. Превращение горнодобывающей отрасли в высокоэффективную отрасль путем снижения затрат на транспортные расходы и снижения затрат на весь процесс рудоподготовки. (Ил. 3. Библиогр.: 6 назв.)

Ключевые слова: карьер, шахта, конвейерный поезд, фрикционный привод, линейный асинхронный электродвигатель (ЛАД), пневмошинный привод, сопротивление движению, усилие толкания, боковое усилие, реакции в сцепках.

привод системы Sekkam или линейный асинхронный двигатель – ЛАД).

Основным преимуществом стационарных приводов является отсутствие токоведущих систем вдоль трассы поезда, а также возможность применения электрического привода в защитном исполнении (например, для угольных шахт). Конструктивно подвижной состав конвейерного поезда выполняется из одноосных и двухосных тележек. Конвейерный поезд, составленный из одноосных тележек, проще в изготовлении и эксплуатации, а также обладает большей маневренностью. Однако для того, чтобы конвейерный поезд, составленный из одноосных тележек, был системой, кинематически неизменяемой, необходимо головную тележку выполнять двухосной. Для реверсивного конвейерного поезда головная и концевая тележки должны быть двухосными. Рассмотрим конвейерный поезд с одноосными тележками и стационарными приводами. При этом стационарные двигатели делят кинематическую цепь, составленную, например, из одноосных тележек, на растянутую и сжатую зоны.

Механика подвижного состава, работающего в режиме растяжения (тяги), достаточно обоснована [3; 4].

Целью работы является создание методики определения боковых реакций и усилий в сцепках тележек конвейерного поезда для обоснования оптимальных сопротивлений движения и рационального выбора мощности всех приводных станций транспортной системы.

Методика исследований. Изложение основного материала. Механика конвейерных поез-

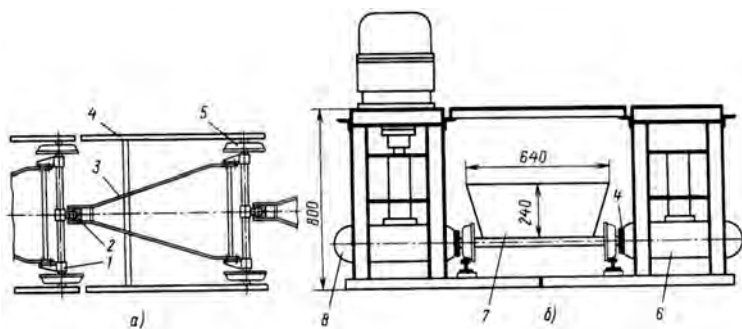


Рис. 1. Конвейерный поезд типа Sekkam с одноярусным расположением путей:
 а – ходовая часть; б – фрикционный привод с горизонтальным расположением ведущих колес; 1 – ось тележки; 2 – шаровой шарнир; 3 – каркас тележки; 4 – продольные балки тележки; 5 – каток; 6, 8 – приводные колеса; 7 – грузонесущий короб; 9 – приводной механизм с электродвигателем

дов и других транспортных систем, работающих в режиме толкания, не нашла широкого отражения в технической литературе по рельсовому транспорту, т. е. в литературных источниках на установлена связь между усилием толкания F , которое развивается приводом, боковыми усилиями R_i , действующими на оси вагонеток, и реакциями в сцепках R_i^{uu} .

Установление такой взаимосвязи позволяет достоверно определить тяговое усилие всех приводных станций F_k (с индексом k) и суммарное тяговое усилие всех приводных станций $\sum_{k=1}^m F_k$, которые в данный момент осуществляют движение данного поезда.

Для установления расчетных зависимостей между F_i , R_i , R_i^{uu} применена расчетная схема конвейерного поезда в виде n -опорного стержня с $(n-1)$ промежуточным шарниром, который находится в равновесии под действием силы толкания F и сил сопротивления W_i (рис. 2)

Исходя из расчетной схемы конвейерного поезда между колесами (колесных пар) и рельсами происходит выборка зазоров, т. е. между ребордой и рельсом S . В результате выборки этого зазора происходит разворот тележки относительно продольной оси пути. Поскольку головная тележка выполняется двухосной, то ее угол разворота γ не превышает величины:

$$\text{tg}\gamma_{\max} \approx \gamma_{\max} \leq (2S/l_d), \tag{1}$$

где S – зазор между ребордой и рельсом; l_d – жесткая база двухосной тележки.

Угол разворота одноосных тележек согласно [5] определен, исходя из соотношения:

$$\text{tg}\delta \approx \delta_x = (2S/m), \tag{2}$$

где m – длина прямолинейного участка реборды, примыкающего к рельсу.

Рассмотрим развороты тележек конвейерного поезда (в режиме толкания), который не оборудован отклоняющей системой. Для конвейер-

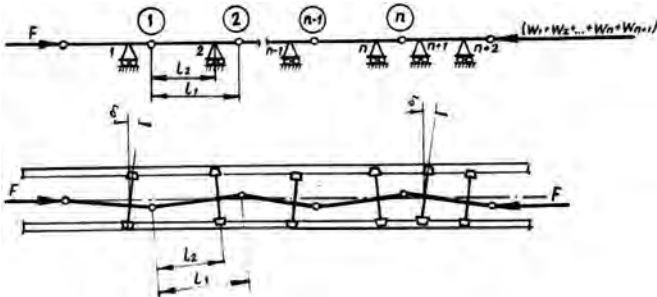


Рис. 2. Расчетная схема подвижного состава конвейерного поезда – сжатие шарнирного многозвенника, состоящего из n элементов

ных поездов с отклоняющей системой характер их движения в режиме толкания сохраняется, только под S следует понимать зазор между центрирующим рельсом и отклоняющим колесом.

Для определения боковых усилий $R_{\delta i}$, действующих на ось каждой тележки (через реборду на рельс), обратимся к расчетной схеме подвижного состава. Рассмотрим каждую вагонетку в отдельности, при этом взаимодействие соседних тележек заменим воздействием соответствующих силовых факторов R_i^{uu} , F , W_i (на данную тележку).

Из условия равновесия первой тележки относительно точки контакта реборды колеса с рельсом (рис. 3), получим следующее выражение реакции в шарнире первой тележки:

$$R_1^{uu} = \frac{Fl_0\delta + (F - w_0)l_2\delta - M_1^{uu}}{l_2}. \tag{3}$$

Аналогично из условий равновесия второй и третьей тележек (рис. 3б) получим:

$$R_2^{uu} = \frac{(F - w)l_0\delta + (F - 2w)l_2\delta}{l_2} + R_1^{uu} l_0/l_2 - \frac{M_1^{uu} + M_2^{uu}}{l_2} \tag{4}$$

$$R_3^{uu} = \frac{(F - w)l_0\delta + (F - 3w)l_2\delta}{l_2} + R_1^{uu} l_0/l_2 - \frac{M_1^{uu} + M_3^{uu}}{l_2} \tag{5}$$

В приведенных выражениях (3), (4), (5): $l_0, l_1, l_2 = l_1, l_0$ – геометрические параметры тележек; δ – угол разворота одноосных тележек (на прямолинейном участке пути; M_1^{uu} , M_2^{uu} , M_3^{uu} – моменты сопротивления в шарнирах первой, второй и третьей тележек (для i -й тележ-

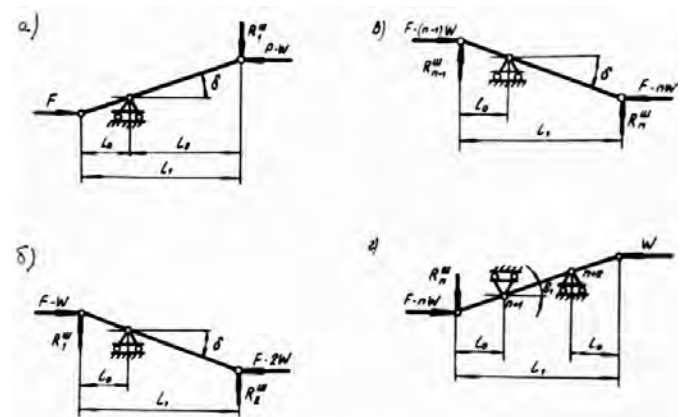


Рис. 3. Схема действия сил на тележки подвижного состава: F – усилие толкания; w – сопротивление движению тележки в режиме тяги; R_i^{uu} – реакция в сцепке для i -й тележки толкания

ки $M_i^{III} = fF_i \frac{d}{2}$, $1 \leq i \leq n$); f – коэффициент трения вращательной пары; d – диаметр оси шарнира; F_i – часть усилия толкания, приложенная к тележке с индексом i ; R_1^{III} , R_2^{III} , R_3^{III} – реактивные усилия в шарнирах первой, второй и третьей тележек; w – сопротивление движению тележки в режиме тяги.

На основании формул (3)–(5) запишем обобщенное выражение для реакции в шарнире тележки с индексом i .

$$R_i^{III} = \frac{[F - (i-1)w]l_0\delta + (F - iw)l_2\delta}{l_2} + R_{i-1}^{III} l_0/l_2 - \frac{M_{i-1}^{III} + M_i^{III}}{l_2}, \quad (6)$$

где i – порядковый номер тележки (начиная от привода), изменяется в пределах $1 \leq i \leq n$.

При определении M_i^{III} вводим допущение о том, что влияние R_i^{III} на M_i^{III} незначительно вследствие малости величины δ .

Исходя из расчетной схемы, представленной на рис. 3, боковую силу, действующую на i -ю тележку, определяем как сумму R_{i-1}^{III} и R_i^{III} :

$$R_i\delta = R_{i-1}^{III} + R_i^{III}. \quad (7)$$

Отметим, что при $i=1$; $R_{i-1}^{III}=0$.

Кроме того, определим боковые силы, действующие на оси головной двухосной тележки с индексом $n+1$ (см. рис. 3). Для этого составим уравнение равновесия тележки в форме моментов относительно опоры ($n+1$) под действием движущей силы, силы сопротивления и реактивного усилия со стороны одноосной тележки с индексом n . При этом учтем очевидное соотношение $F - nw = w$, которое выполняется для последней вагонетки с индексом n .

$$w\gamma l_0 + R_n^{III} = w(l_1 - 2l_0)\gamma + R_{n+2}^\delta(l_1 - 2l_0), \quad (8)$$

где γ – угол разворота двухосной тележки в колее; R_{n+1}^δ , R_{n+2}^δ – опорные реакции (между ребордами и рельсами) двухосной тележки.

Из (8) получим:

$$R_{n+2}^\delta = \frac{w\gamma 3l_0 - w\gamma l_1 + R_1^{III} l_0}{l_1 - 2l_0}. \quad (9)$$

Тогда $R_{n+1}^\delta = -R_{n+2}^\delta$.

Полученные зависимости (6), (7), (9) следует использовать при проектировании ходовой части конвейерных поездов с точки зрения обоснования работоспособности колесных пар, корпусных элементов конвейерного поезда, а также путевой структуры.

Если по технологическим условиям при эксплуатации конвейерных поездов целесообразно будет применять стабилизирующую систему с отклоняющими роликами, то полученные зави-

симости необходимо использовать для обоснования несущей способности направляющей системы, направляющих роликов и их осей.

Зависимости (6), (7), (9) получены для прямолинейных участков рельсового пути, однако их можно использовать для определения усилий, действующих на тележки и на криволинейных участках рельсового пути. В этом случае углы разворота тележек δ' и γ' должны быть вычислены с учетом кривизны участков трассы.

После получения боковых усилий рассмотрим особенности определения удельного сопротивления движению тележек конвейерного поезда (отнесенного к весу тележки), что позволит определить оптимальные геометрические и кинематические параметры конвейерных поездов. В общем случае удельное сопротивление движению поезда (при относительно малых скоростях движения $v = 5-6$ м/с), т. е. до 20 км/ч, может быть определено в виде [6]:

$$w_{ij} = a_{ij} - bv, \quad (10)$$

где a_{ij} – безразмерный постоянный коэффициент, зависящий от расположения тележки в составе и режима его движения (тяга или толкание), а также наличия или отсутствия отклоняющей системы; i – порядковый номер тележки ($1 \leq i \leq n$); j – номер, соответствующий режиму движения (1 тяга; 2 толкание); v – скорость движения подвижного состава, м/с; b – коэффициент пропорциональности, с/м.

Рассмотрим движение подвижного состава в режиме тяги, тогда a_{ij} можно определить:

– для подвижного состава без стабилизирующей системы [6]:

$$a_{ij} = \mu \frac{d}{D} + \frac{2K}{D} + f \sin \delta, \quad (11)$$

где μ – приведенный к оси коэффициент сопротивления в подшипниках колес; d – диаметр оси колеса; D – диаметр колеса, м; K – коэффициент трения качения колеса по рельсу; f – коэффициент трения обода колеса о рельс; δ – угол перекоса оси тележки при влиянии подвижного состава (обычно зазоры между ребордами колес и рельсами выбираются полностью), рад.;

– для подвижного состава со стабилизирующей системой:

$$a_{i1} = \mu \frac{d}{D} + \frac{2K}{D} + f \sin \delta, \quad (12)$$

где μ – приведенный к оси коэффициент сопротивления в подшипниках колес; d – диаметр оси колеса, м; D – диаметр колеса, м; K – коэффициент трения качения колеса по рельсу; f – коэффициент трения обода колеса о рельс; δ – угол перекоса оси тележки при влиянии подвижного

состава (обычно зазор между ребордами колес и рельсами выбирается полностью $\delta = \delta_{\max}$), рад.;

- для подвижного состава со стабилизирующей системой:

$$a_{i3} = \mu \frac{d}{D} + \frac{2K}{D} + \frac{R}{G_T} \left(\mu' \frac{d'}{D'} + \frac{2K'}{D'} \right), \quad (13)$$

где μ' - коэффициент трения шейки оси в подшипниках отклоняющих роликов; d' - диаметр оси отклоняющего ролика, м; D' - диаметр отклоняющего ролика, м; K' - коэффициент трения качения отклоняющего ролика, м; R - боковое усилие, возникающее при вилении подвижного состава в режиме тяги, Н [4]:

$$R = F_{TP} = \mu \frac{G_T}{2}, \quad (14)$$

где G - вес тележки, Н.

Рассмотрим движение подвижного состава в режиме толкания:

- для подвижного состава без стабилизирующей системы:

$$a_{i2} = \mu \frac{d}{D} + \frac{2K}{D} + \frac{R_{\delta i}}{G_T} f_p \frac{2h}{D} + f \sin \delta_{\max}, \quad (15)$$

где f_p - коэффициент трения реборды ходового колеса о рельс; h - плечо силы трения в точке касания реборды ходового колеса о рельс [6];

- для подвижного состава со стабилизирующей системой:

$$a_{i4} = \mu \frac{d}{D} + \frac{2K}{D} + \frac{R_{\delta i}}{G_T} \left(\mu' \frac{d'}{D'} + \frac{2K'}{D'} \right), \quad (16)$$

где $R_{\delta i}$ - боковое усилие, действующее на одноосную тележку с номером i ($1 \leq i \leq n$).

Выводы и перспективы развития направления. На основании выполненных исследований установлена взаимосвязь между усилием толкания подвижного состава F , боковыми усилиями $R_{\delta i}$ и реакциями в сцепках R_i^u . Такой подход позволил определить сопротивление движению каждой тележки конвейерного поезда как со стабилизирующей системой, так и без нее, движущейся в режиме толкания с учетом влияния угловых смещений тележек относительно друг друга и продольной оси движения. Кроме того, учтено влияние моментов сил сопротивления в сцепках на $R_{\delta i}$.

Следует отметить, что влияние перекосов тележек особенно велико для подвижных составов, не укомплектованных стабилизирующей системой, а применение отклоняющих роликов и центрирующего рельса заметно снижает сопротивление движению конвейерного поезда.

Независимо от конструктивного решения ходовой части конвейерного поезда приведенные соотношения позволяют определить ходовые сопротивления каждой тележки и всего подвиж-

ного состава значительной длины ($n > 100$) при работе поезда в режиме толкания. Величина боковых усилий зависит от местоположения тележек в составе относительно привода, ее угла разворота относительно прямолинейной оси пути. Определение боковых усилий необходимо для определения критической длины состава, исходя из условия «выпираания» наиболее нагруженной тележки, участвующей в режиме толкания, а также при выполнении проектных расчетов ходовой части поезда.

Представленные материалы позволяют рассчитывать боковые усилия $R_{\delta i}$ и сопротивления движению w , каждой тележки и всего подвижного состава при его толкании на криволинейном участке. При этом максимальный угол разворота тележек, находящихся на кривой, выражается углом вписывания δ_{kp}^{\max} тележки в кривую. Величина удельного сопротивления движению тележек, находящихся на криволинейном участке пути, увеличивается на величину удельного сопротивления движению, зависящую от кривизны пути [4].

Из приведенных исследований следует, что размещение оси ходовых колес как можно ближе к поворотному шарниру ($l_{\rightarrow, \leftarrow}$) уменьшит влияние перекосов в режиме толкания на сопротивление движению. Также увеличение диаметра ходовых колес, повышение точности изготовления тележек и путевой структуры, применение стабилизирующей системы является эффективным способом снижения общего сопротивления движению, что позволяет снизить установленную мощность приводных станций и повысить эксплуатационные показатели конвейерных поездов.

Анализ эксплуатации экспериментальных и серийных конвейерных поездов показал, что они по своим техническим характеристикам позволяют практически полностью заменить железнодорожный, конвейерный, автомобильный транспорт в шахтах и карьерах в связи с ухудшением горнотехнических условий (увеличение глубины разработки). Разработанные рекомендации позволяют адаптировать конвейерный поезд к условиям шахт и карьеров Украины и повысить экономическую эффективность транспортных систем на 10-15 %.

Библиографический список / References

1. Попов С. О. Особенности применения конвейерных поездов при добыче полезных ископаемых на глубоких горизонтах / С. О. Попов, Ю. А. Малиновский, Г. В. Данилина, С. Н. Козырев // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. - 2015. - № 4. - С. 106-109.
- Popov S. O., Malinowski, Y. A., Danilina, G. V., Kozyrev S. N. *Features application conveyer*

train in mining at the deep levels. Metallurgical and mining industry, 2015, no. 4, pp. 106-109.

2. Михайлов В. А. Методика расчета ходовых сопротивлений конвейерных поездов для различных режимов работы / В. А. Михайлов, Ю. А. Малиновский, В. Г. Трусий, Ю. Н. Ронжес. – Кривой Рог, 1985. – Рук. деп. в УкрИИНТИ, 346 Ук – 85 деп. 28 с.

Mikhailov V. A., Malinovsky Yu. A., Trusij V. G., Ronges Yu. N. *The method of calculating the running resistance of conveyor trains for different modes*. Кривуї Ріг, 1985. Hands. DEP. in Ukraine, 346 UK - 85 DEP. 28 p.

3. Подвижной состав и тяга поездов / под ред. В. В. Деева, Н. А. Фурфрянского. – М.: Транспорт, 1979. – 367 с.

Deev V. V., Fufryansky N. (ed.). *Rolling stock and traction of trains*. Moscow, Transport, 1979. 367 p.

4. Транспорт на горных предприятиях / под ред. Б. А. Кузнецова. – М.: Недра, 1975. – 552 с.

Kuznetsov B. A. (ed.). *Transport at mining enterprises*. Moscow, Nedra, 1975. 552 p.

5. Грачев В. В. Испытания стендовой установки конвейерного поезда и теоретические предпосылки к экспериментальным исследованиям устойчивости поезда / В. В. Грачев, Н. В. Фролов // Исследование конвейеров. – М., 1979. – С. 39-56.

Grachev V. V., Frolov N. V. *Test bench installation the conveyor train and theoretical preferences-shortcuts to experimental studies of the stability of the train. The study of the conveyors*. Moscow, 1979, pp. 39-56.

6. Шахмейстер Л. Г. Подземные конвейерные установки / Л. Г. Шахмейстер, Г. И. Солод; под ред. А. О. Спиваковского. – М.: Недра, 1976. – 432 с.

Shahmeister L. G., Solod G. I. *Underground conveyor systems*. Moscow, Nedra, 1976. 432 p.

The purpose of the work. *Creating algorithm for determining the side effects and effort in the beginning of the conveyor carts of the train to justify the optimal resistance movements, and rational choice privodnyh all power stations of the transport system.*

Technique. *For vstanovlennya of Rozrahunkova of salineta mizh socilly stevanna Posta, bcna reactions I have susil SCCA zastosowana Rozrahunkova model converge posda have wiggled n support bar z (p-1) promeniti sarnami, that znahodytsya in runoffs pid du Seeley stevanna I forces support the movement vscv Posta. S minds runaway vscv, pochinayuchi s perso visnadin BCN Susila virobi have SCCA vskv. Moreover, domim salinity, s rahwana of obileni bcna susil visnadin support the movement cogno trolley scho znahodytsya in regim thrust ABO coloniale transportno system from stableway system and without ne.*

Results. *Vicodan dozen allowed ustanoviti vsamom'yazok mizh socilly stevanna I reactions in scco. And also vinciti Pitom support the movement converge pasda for Reimu thrust I stevanna of eksploatovanych on slagovich structures under stablely and without them. Scientific novelty polaha have vicorian schematic model converge posda have wiggled n OPO-rnogo rod z (p-1) promeniti supports for the rationale optimalnyh parametru conversa postw, as the basic transport zasobu for glibina mines I car RV.*

Practical znachimosti *polaha in pavemen econome effektivnost delivery grnicza Masi s deep mines of I car RV to Serenoa 10–15 %. Peretvorennaya Grizodubova Galus in vysokoeffektivnoi, galusi the way snejanna vitrat on transport bitrate I snejanna vitrat the whole process rodopchanka.*

Key words: *car courier, mine, converse post, Francine privd, lnini asynchron tions electrodyn (LAD), pneumatyczne prepd support the movement, Susila stevanna, bone Susila, reacts have scco.*

Поступила 25.08.2016

