

УДК 622. 647.2:620. 178.7 - 75

**В.П. Надутый**, д-р техн. наук, профессор,  
**С.М. Бро**, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.  
(ИГТМ НАН Украины),  
**Д.В. Белюшин**, инженер  
(Запорожский железорудный комбинат)

**ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕФОРМАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ  
ПРИЕМНОГО УСТРОЙСТВА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА  
ПРИ УДАРНЫХ НАГРУЗКАХ**

**В.П. Надутый**, д-р техн. наук, профессор,  
**С.М. Бро**, канд. техн. наук, ст. науч. співр.  
(ИГТМ НАН України),  
**Д.В. Белюшин**, інженер  
(Запорізький залізорудний комбінат)

**ДОСЛІДЖЕННЯ ДЕФОРМАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ  
ПРИЙОМНОГО ПРИСТРОЮ СТРИЧКОВОГО КОНВЕЄРА  
ПРИ УДАРНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ**

**V.P. Naduty**, D.Sc. (Tech.), Professor,  
**S.M. Bro**, Ph.D. (Tech.), Senior Researcher  
(IGTM NAS of Ukraine)  
**D.V. Beliushin**, M.S. (Tech.)  
(Iron-ore combine of Zaporozhye)

**INVESTIGATION OF DEFORMATION PARAMETERS  
FOR THE BELT CONVEYOR RECEIVING MECHANISM  
UNDER THE IMPACT LOADS**

**Аннотация.** При загрузке ленточных конвейеров кусковой горной массой лента испытывает значительные ударные нагрузки, что существенно сокращает ее срок службы и нарушает работу конвейера. Для ослабления действия удара на ленту при падении горной массы предусматриваются различные устройства. В данной работе рассмотрено одно из них, которое состоит из двух отрезков ленты, расположенных параллельно под верхней ветвью ленты конвейера. Оба отрезка подпружинены, что натягивает их по мере ослабления. Таким образом, устройство представляет собой батут двухслойный, который расположен под рабочей лентой в местах ее загрузки. Для выбора параметров устройства для различных типоразмеров предохраняемых лент и условий загрузки возникла необходимость разработки метода расчета деформационных и конструктивных параметров элементов приемного устройства при ударных нагрузках. Целью работы являлась разработка математической модели процесса соударения и, с учетом исходных данных, определение усилий и деформаций рабочей ленты и элементов приемного устройства. Рассмотрен центральный удар единичного куса горной массы по движущейся ленте. Определены статические и динамические прогибы, усилия, коэффициенты динамичности, которые испытывают рабочая лента и оба отрезка ленты приемного устройства с учетом их геометрии, жесткостных параметров и энергии удара.

Полученные зависимости позволяют выполнять анализ создаваемой конструкции и выбирать ее рациональные параметры.

**Ключевые слова:** ленточный конвейер, приемное устройство, ударная нагрузка, коэффициент динамичности, узел загрузки, жесткость ленты, сила удара.

**Актуальность.** Использование ленточных конвейеров для транспортирования горной массы является одной из массовых операций горного производства. Узел загрузки конвейера является одним из проблемных с точки зрения сохранности ленты, особенно если транспортируется крупнокусковая горная масса. Как правило, в узлах загрузки отсутствует подсыпка на ленте, и падающие куски ее интенсивно деформируют, что отрицательно сказывается на сроке службы ленты и опорных роликов. Поэтому актуальным является разработка и использование защитных или амортизирующих устройств для ослабления вредного воздействия на ленту от падающих кусков горной массы в местах ее загрузки [1].

Одним из перспективных является приемное устройство под лентой конвейера в его загрузочной части, которое существенно снижает динамику ударных нагрузок на ленту. Промышленное использование различных модификаций таких устройств на конвейере в условиях железорудных комбинатов Кривого Рога показало, что они существенно повышают срок службы ленты, сокращают простои на ремонт и обслуживание [2]. Однако недостаточно разработаны методы расчетов параметров этих приемных устройств, что затрудняет их рациональное конструирование для конкретных условий эксплуатации с учетом характеристик ленты конвейера и условий загрузки. Общая кинематическая схема приемного устройства ленточного конвейера показана на рис. 1.

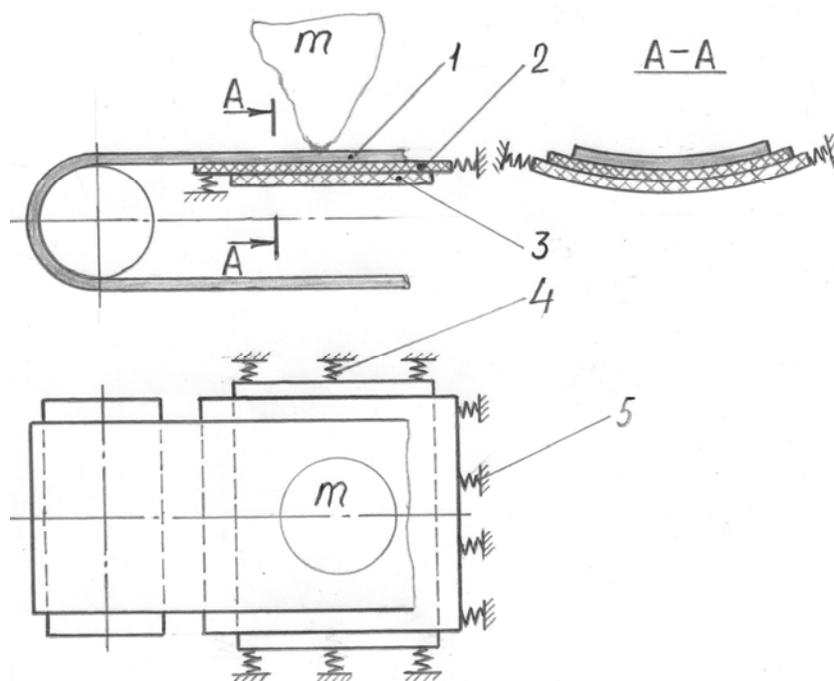


Рисунок 1 – Кинематическая схема приемного устройства ленточного конвейера

Рабочая лента конвейера 1 натянута между приводным и натяжными барабанами. Поддерживающие ролики в узле поддерживающего устройства отсутствуют. Отрезки лент 2 и 3 поддерживающего устройства расположены, соответственно, вдоль и поперек продольной оси конвейера и имеют упругую подвеску в виде пружин 4 и 5.

**Метод исследований.** Рассматриваются условия деформирования приемного устройства конвейера при падении на него куска горной массы  $m$  (кг) с высоты падения  $H$  (м). Параметры рабочей ленты 1 на участке загрузки: длина  $l_1$ , м; ширина  $b_1$ , м; сила начального натяжения  $F_n$ , Н. Параметры ленты 2: длина  $l_2$ , м; ширина  $b_2$ , м; жесткость (вдоль направления наибольшей жесткости)  $C_2$ , Н/м; ее жесткость в поперечном направлении  $C_{21}$ , Н/м; длина пружины  $l_{np}$ , м; ее жесткость  $C_{np}$ , Н/м. Параметры ленты 3: длина  $l_3$ , м; ширина  $b_3$ , м; жесткостные свойства этой ленты совпадают с жесткостными свойствами ленты 2, а жесткости пружин на обеих лентах одинаковы  $C_{21} = C_{31}$ , Н/м. Поскольку параметры жесткости лент являются паспортными данными, то по закону Гука определяем модуль упругости ленты по ее жесткости

$$\Delta l = \frac{Pl}{ES}; \quad E = \frac{P \cdot l}{\Delta l \cdot S} = \frac{C \cdot l}{S},$$

где  $\Delta l$  – удлинение ленты, м;  $P$  – растягивающая нагрузка, Н;  $l$  – первоначальная длина отрезка ленты, м;  $S$  – поперечное сечение ленты, м<sup>2</sup>;  $C$  – жесткость, Н/м;  $E$  – модуль упругости, Н/м<sup>2</sup>.

Приведенная жесткость конструкции узла нижней ленты 3 вместе с пружинами равна

$$\bar{C}_3 = \frac{8C_2 \cdot C_{np\Sigma}}{C_2 + C_{np\Sigma} + 3C_2^{2/3} \cdot C_{np\Sigma}^{1/3} + 3C_{np\Sigma}^{1/3} \cdot C_2^{2/3}}, \text{ Н/м},$$

где  $C_{np\Sigma}$  – суммарная жесткость всех пружин ленты.

$$l_{3\Sigma} = l_3 + 2l_{np}, \text{ м}.$$

Приведенный модуль упругости для ленты 3 равен

$$\bar{E}_3 = \frac{\bar{C}_3 \cdot l_{3\Sigma}}{I_3}, \text{ Н/м}^2,$$

где  $I_3$  – площадь поперечного сечения ленты 3.

Момент инерции сечения ленты

$$I_3 = \frac{b_3 h_3^3}{H}, \text{ м}^4,$$

где  $h_3$  – толщина ленты 3.

Цилиндрическая жесткость ленты 3

$$D_3 = \frac{\bar{E}_3 \cdot I_3}{1 - \mu_1 \cdot \mu_2}, \text{ Н} \cdot \text{м}^2,$$

где  $\mu_1$  – коэффициент Пуассона в направлении наибольшей жесткости;  $\mu_2$  – коэффициент Пуассона в направлении, перпендикулярном наибольшей жесткости.

Приведенная жесткость второй ленты

$$\bar{C}_2 = \frac{8\bar{C}_3 \cdot C_{np}}{\bar{C}_3 + C_{np} + 3\bar{C}_3^{1/3} \cdot C_{np}^{2/3} + 3\bar{C}_3^{2/3} \cdot C_{np}^{1/3}}, \text{ Н/м}.$$

Приведенный модуль упругости ленты 2 равен

$$\bar{E}_2 = \frac{\bar{C}_2 \cdot I_{2\Sigma}}{П_2}$$

где  $П_2$  – площадь поперечного сечения ленты 2.

Момент инерции сечения

$$I_2 = \frac{b_2 h_2^3}{H}, \text{ м}^4.$$

где  $h_2$  – толщина ленты 2.

Цилиндрическая жесткость ленты 2

$$D_2 = \frac{\bar{E}_2 \cdot I_2}{1 - \mu_1 \cdot \mu_2}, \text{ Н} \cdot \text{м}^2.$$

При движении ленты конвейера и падении груза  $m$  скорость их соприкосновения с учетом скорости ленты (рис. 2) определится как

$$v_{2,к} \equiv v_{0y} + \sqrt{2gH} - v_{yк}, \text{ м/с},$$

где  $v_{0y} \equiv v_{yк}$  – вертикальная составляющая начальной скорости груза, м/с;  $H = 0$  – высота свободного падения груза (при соприкосновении), м;  $v_{yк} \equiv v_{0y}$  – вертикальная составляющая скорости конвейера.

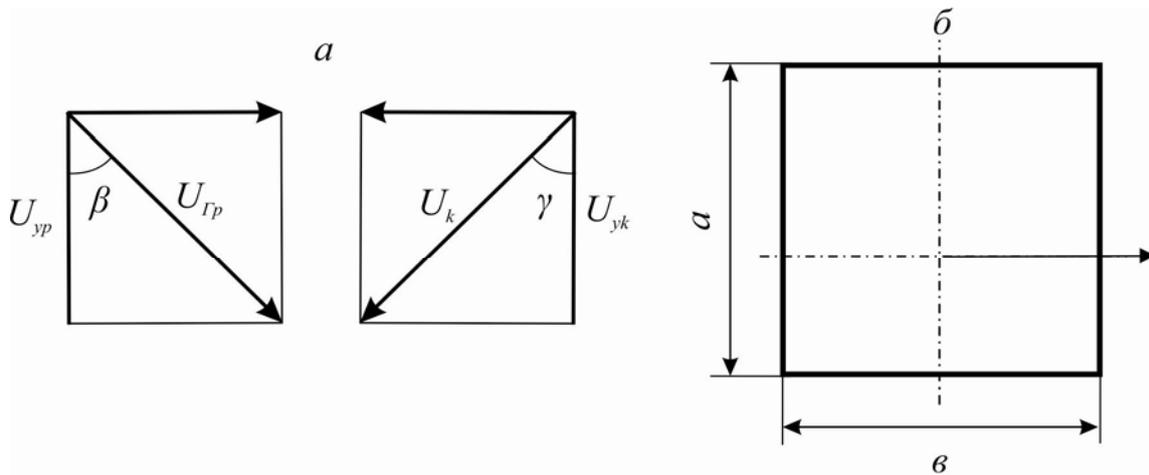


Рисунок 2 – Распределение скоростей при соударении груза с лентой а) распределение скоростей; б) распределение сторон отрезка ленты при ударе

Рассматриваются все три ленты отдельно. Условия нагружения при ударе для всех трех лент одинаковые: груз массой  $m$  падает с конечной скоростью  $v_{2,к}$ . Первую ленту рассматриваем как нить, в которой напряжение растяжения настолько больше изгибных, что последними ( $\Delta l_1$ ) и ( $l_1 + \Delta l_1 \approx l_1$ ) можно пренебречь. Лента натянута с двух сторон силами  $F_n$ , Н (рис. 3).

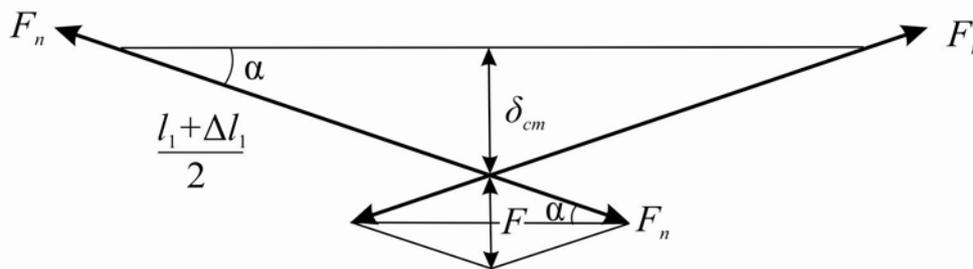


Рисунок 3 – Расчетная схема верхней ленты

Поэтому общее усилие натяжения  $F$  равно

$$F = 2F_n \sin \alpha ,$$

где  $\sin \alpha = \frac{2\delta_{cm}}{l_1 + \Delta l_1}$ ; ( $\delta_{cm}$  – статический прогиб).

Тогда

$$F = \frac{4\delta_{cm}}{l_1 + \Delta l_1} \cdot F_n.$$

С учетом принятого допущения  $l_1 + \Delta l_1 \approx l_1$  из последней зависимости определяем величину статического прогиба в площади взаимодействия с грузом:

$$\delta_{cm} = \frac{F(l_1 + \Delta l_1)}{4F_n} \approx \frac{Fl}{4F_n}.$$

Для верхней ленты справедливо предположить, что сила, деформирующая ленту, равна весу груза ( $P = mg$ ). Тогда

$$\delta_{cm} \approx \frac{mg \cdot l}{4F_n}.$$

Определяем коэффициент динамичности системы [3]:

$$k_{1\partial} = 1 + \sqrt{1 + \frac{v_{2к}^2}{g + \delta_{1cm}}}.$$

В этом случае динамический прогиб

$$\delta_{1\partial} = \delta_{1cm} \cdot k_{1\partial}.$$

Сила удара (динамическая нагрузка) от падающего груза

$$F_1 = P \cdot k_{1\partial}.$$

Для определения параметров второй и третьей лент представим их как гибкую пластину и используем метод Бубнова-Галеркина в нахождении минимума интеграла энергии как необходимого и достаточного условия равновесия пластины. Ленты считаем ортотропными, и в этом случае интеграл энергии для анизотропной пластины [4] запишем в виде:

$$U = \frac{1}{2} \iint_F \left[ D_{11} \left( \frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} \right)^2 + 2D_{12} \frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + D_{22} \left( \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} \right)^2 + 4D_{66} \left( \frac{\partial^2 \omega}{\partial x \partial y} \right) + 4 \left( D_{16} \frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + D_{26} \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} \right) \frac{\partial^2 \omega}{\partial x \partial y} - 2q\omega \right] dx dy,$$

где  $F$  – площадь пластины;  $q$  – внешняя распределенная нагрузка на пластину;  $D_{ij}$  – жесткости в различных направлениях пластины;  $\omega$  – функция прогиба, представленная в виде ряда:

$$\omega = \sum_m \sum_n A_{mn} \cdot \omega_{mn},$$

где  $A_{mn}$  – постоянные коэффициенты ряда.

$$\frac{\partial U}{\partial A_{mn}} = 0 \text{ – необходимое условие существования минимума интеграла энергии.}$$

В случае ортотропной пластины интеграл энергии запишется:

$$U = \frac{1}{2} \int_{-\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \left[ D_1 \left( \frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} \right)^2 + 2D_1\nu_2 \frac{\partial^2 \omega}{\partial xy} \cdot \frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + D_2 \left( \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} \right)^2 + 4D_k \left( \frac{\partial^2 \omega}{\partial x \partial y} \right) - 2q\omega \right] dx dy,$$

где  $D_1$  и  $D_2$  – жесткости в двух взаимно перпендикулярных направлениях

$$D_{1(2)} = \frac{E_{1(2)} \cdot I}{1 - \mu_1 \mu_2}; \quad D_k = Gl. \text{ Здесь } G \text{ – модуль сдвига; } a \text{ и } b \text{ – размеры сторон}$$

прямоугольной пластины.

Энергию нагружения нижней (третьей) ленты определяем из условия, что края ленты имеют шарнирное опирание. При этом ее края  $y = \pm \frac{b}{2}$  шарнирно оперты. На основании этих допущений считаем, что вдоль оси  $X$  все параметры ленты постоянны. Тогда

$$U = \frac{1}{2} \int_{-\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \left[ D_3 \left( \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} \right)^2 - 2q\omega \right] dx dy.$$

Из условий шарнирного опирания получим при  $y = \pm \frac{b}{2}; \omega = 0$

$$M_y = \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} = 0.$$

Находим функцию прогиба, которая удовлетворяла бы этим граничным условиям:

$$\omega_m = \left( y^2 - \frac{b^2}{4} \right)^3 \cdot y^m.$$

В первом приближении функция  $\omega_m$  запишется как  $\omega = A \left( y^2 - \frac{b^2}{4} \right)^3$ . Подставив  $\omega$  в интеграл, получим:

$$U = \frac{a}{2} D_3 \cdot 4,25 b^9 A^2 - a q 2,88 \cdot 10^{-2} \cdot A \cdot b^7;$$

$$\frac{\partial U}{\partial A} = 0 \text{ при } A = \frac{q \cdot 2,88 \cdot 10^{-2}}{D_3 \cdot b^7 \cdot 4,25}.$$

Максимальный прогиб  $\omega_{max} = f$  будет при  $y = 0$ .

$$\omega_y = 0 = f = A \left( y^2 - \frac{b^2}{4} \right)^3 = -A \left( \frac{b}{2} \right)^6.$$

При статическом воздействии внешняя распределенная нагрузка на пластину равна

$$q = \frac{m}{F}, \text{ Н/м}^2,$$

где  $F$  – площадь пластины  $3$ ;  $m$  – масса груза, Н.

Максимальный статический прогиб

$$f_{cm} = -f \cdot q, \text{ м.}$$

Коэффициент динамичности при условии, что  $H \ll q_{cm}$ :

$$k_{3\partial} = 1 + \sqrt{\frac{2H}{q_{cm}}}.$$

Максимальный динамический прогиб

$$f_{\partial} = f_{cm} \cdot k_{3\partial}$$

Динамическое усилие

$$F_{3\partial} = q \cdot k_{3\partial}.$$

Вторую ленту рассмотрим как пластину, у которой край защемлен, а  $y = +\frac{b}{2}$  – шарнирно оперт. При этом граничные условия: при

$y = -\frac{b}{2}$ ;  $\omega = 0$ ;  $\frac{\partial \omega}{\partial y} = 0$ ; при  $y = \frac{b}{2}$ ;  $\omega = 0$ ;  $\frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} = 0$ . Этим граничным условиям удовлетворяет функция

$$\omega_n = \left(y + \frac{b}{2}\right)^2 \left(y - \frac{b}{2}\right)^2 y^n.$$

В первом приближении ряд  $\omega_n$  можно представить в виде

$$\omega = A \left(y + \frac{b}{2}\right)^2 \left(y - \frac{b}{2}\right)^3.$$

Подставив  $\omega$  в интеграл энергии, получим:

$$U = -\frac{b}{2} D_2 A^2 - 2,16 a^7 - 2q \cdot 0,06 a^6 A.$$

Условие минимума  $\frac{\partial U}{\partial A} = 0$  выполняется при  $A = -\frac{2q \cdot 0,06}{b^2 D_2 \cdot 2,16 l^2}$ .

Максимальный прогиб  $\omega_{max} = f$  при  $y = 0$

$$\omega_{y=0} = f = \left(\frac{b}{2}\right)^5 \cdot 0,11 \cdot 10^{-3} q.$$

Статическая нагрузка на пластину

$$q = \frac{m}{F_2}, \text{ Н/м}^2,$$

где  $m$  – масса груза, Н;  $F_2$  – площадь пластины 2.

Максимальный статический прогиб

$$f_{2cm} = f \cdot q, \text{ м.}$$

Коэффициент динамичности

$$k_{2\partial} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{\delta_{cm}}},$$

где  $\delta_{cm}$  – деформация ленты при статическом нагружении массой  $m$

Максимальный динамический прогиб  $f_2 = f_{cm} \cdot k_{2\partial}$ , м. Сила удара  $F_{2\partial} = q \cdot k_{2\partial}$ , Н.

Как было показано, прогиб первой ленты линейно зависит от нагрузки  $F_{1\partial} = k_1 \cdot f_{1\partial}$ .

Для второй и третьей лент нет начального натяжения, поэтому линейный член разложения нагрузки исчезает. Находим второй член зависимости, как это было показано выше:

$$F = 2 \cdot F_n \cdot \sin \alpha,$$

где  $F_n$  – натяжение от удара.

В соответствии с законом Гука

$$F_n = \frac{E \cdot \Delta l}{S \cdot l}.$$

В соответствии с рис. 2,б.

$$\Delta l = f \cdot \sin \alpha, \quad \sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha = \frac{f}{l}.$$

Тогда

$$F = \frac{2E \cdot f \cdot \sin^2 \alpha}{S \cdot l} = \frac{2Ef^3}{S \cdot l^3}.$$

Следовательно, для пластин сила удара пропорциональна кубу прогиба

$$F_{2\partial} = k_2 \cdot f_{2\partial}^3; \quad F_{3\partial} = k_3 \cdot f_{3\partial}^3.$$

Поскольку для первой ленты мы пренебрегаем вторым членом разложения  $\left(\frac{f}{l}\right)^3 \ll \frac{f}{l}$ , то коэффициенты динамичности для всех трех лент имеют одинаковый вид зависимости:

$$k_1 = \frac{F_{o1}}{f_{1q}}; \quad k_2 = \frac{F_{o2}}{f_{2q}}; \quad k_3 = \frac{F_{3\omega}}{f_{3q}}.$$

Ввиду того, что третья лента ограничивает прогиб первой и второй лент и прогибы всех трех лент сравнимы между собой, определим силы, воспринимаемые каждой лентой, с учетом этого ограничения. То есть, считаем, что все три ленты прогибаются при ударе  $f_q = f_{o3}$ . Так как  $k_1$ ,  $k_2$  и  $k_3$  известны, то силы, воспринимаемые каждой лентой, определяются в виде:

$$F_1 = k_1 \cdot f_q; \quad F_2 = k_2 \cdot f_q^3; \quad F_3 = k_3 \cdot f_q^3.$$

Дальнейшие поправки распределения нагрузок находим путем приращения сил от одной ленты к другой и вычисляем прогибы. Поскольку при этом величина общего прогиба изменяется незначительно (порядка  $10^{-3}$ ), то можно считать полученный результат приемлемым для инженерных расчетов.

**Вывод.** Как известно [5], коэффициент динамичности конвейерной ленты  $k_\partial$  в общем случае определяется отношением максимального усилия в ленте при

пуске конвейера  $S_n(H)$  при установившемся движении  $k_d = S_n / S_{cm}$ . Этот коэффициент находится в пределах  $1,2 \div 1,9$  в зависимости от режима пуска и условий эксплуатации конвейера. Однако этот коэффициент не учитывает коэффициента динамичности от ударных нагрузок в узлах загрузки горной массы, наличие которого значительно влияет на долговечность ленты. Поэтому предложенное приемное устройство и метод расчета его параметров позволят повысить запас прочности ленты или повысить ее долговечность.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий / В.И. Галкин, В.Г. Дмитриев, В.П. Дьяченко [и др.]. – М.: МПТУ, 2005. – 543 с.
2. Монастырский, В.Ф., Эффективность работы ленточных конвейеров на горных предприятиях / В.Ф. Монастырский, В.Ю. Максютенко, Р.В. Кирия // Геотехническая механика : Межвед. сб. науч. тр. / ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск, 2010. – Вып. 38. – С. 185-191.
3. Справочник по сопротивлению материалов / Под ред. Г.С. Писаренко. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Наук. думка, 1988. – С. 606-608.
4. Вольмир, А.С. Гибкие пластины и оболочки / А.С. Вольмир. – М.: Гостехиздат, 1956. – 419с.
5. Кузнецов, А.С. Уточнение допустимых запасов прочности конвейерных лент / А.С. Кузнецов, В.Л. Коротков, И.И. Токарев // Уголь Украины. – сентябрь, 2011. – С. 30-32.

#### REFERENCES

1. Galkin, V.I., Dmitriev, V.G. and Dyachenko, V.P. (2005), *Sovremennaya teoriya lentochnykh konveyerov gornykh predpriyatiy* [Modern theory of band conveyers of mountain enterprises], MPTU, Moscow, Russia.
2. Monastyrskiy, V.F., Maksjutenko, V.Yu. and Kiriya R.V. (2010), "Overall performance of tape conveyers at the mountain enterprises", *Geotekhnicheskaya Mekhanika* [Geo-Technical Mechanics], no. 38, pp. 185-191.
3. Pisarenko, G.S. (ed.) (1988), *Spravochnik po soprotivleniyu materialov*, Naukova dumka, Kiev, Ukraine.
4. Volmir, A.S. (1956), *Gibkiye plastiny i obolochki* [Flexible plates and environments], Gostekhizdat, Moscow, Russia.
5. Kuznetsov, A.S., Korotkov, V.L. and Tokarev, I.I. (2011), "Specification of allowable safety factors of conveyer tapes", *Coal of Ukraine*, September, pp. 30-32.

#### Об авторах

**Надутьий Владимир Петрович**, доктор технических наук, профессор, заведующий отделом механики машин и процессов переработки минерального сырья, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины (ИГТМ НАН Украины), г. Днепропетровск, Украина, [nadutyvp@yandex.ua](mailto:nadutyvp@yandex.ua).

**Бро Семен Маркович**, кандидат технических наук, старший научный сотрудник в отделе механики машин и процессов переработки минерального сырья, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины (ИГТМ НАН Украины), г. Днепропетровск, Украина.

**Белюшин Дмитрий Владимирович**, инженер, Запорожский железорудный комбинат, Запорожье, Украина, [beldim1978@gmail.com](mailto:beldim1978@gmail.com).

#### About the authors

**Naduty Vladimir Petrovich**, Doctor of Technical Sciences (D.Sc.), Professor, Head of Department of Geodynamic Systems and Vibration Technologies, M.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics of the National Academy of Science of Ukraine (IGTM NAS of Ukraine), Dnepropetrovsk, Ukraine, [nadutyvp@yandex.ua](mailto:nadutyvp@yandex.ua).

**Bro Semen Markovich**, Candidate of Technical Sciences (Ph.D.), Senior Researcher in the Department of Geodynamic Systems and Vibration Technologies, M.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics of the National Academy of Science of Ukraine (IGTM NAS of Ukraine), Dnepropetrovsk, Ukraine.

*Beliushin Dmitry Vladimirobich*, Engineer, Iron-ore combine of Zaporozhye, Zaporozhye, Ukraine, [beldim1978@gmail.com](mailto:beldim1978@gmail.com).

**Анотація.** При завантаженні стрічкових конвеєрів кусковою гірською масою стрічка витримує значні ударні навантаження, що істотно скорочує її термін служби і порушує роботу конвеєра. Для ослаблення дії удару на стрічку при падінні гірської маси призначено різні пристрої. У даній роботі розглянуто один з них, що складається з двох відрізків стрічки, розташованих паралельно під верхньою гілкою стрічки конвеєра. Обидва відрізки підпружено, що натягує їх у міру ослаблення. Таким чином, пристрій являє собою батут двохшаровий, розташований під робочою стрічкою в місцях її завантаження. Для вибору параметрів пристрою для різних типорозмірів стрічок, що захищаються, і умов завантаження виникла необхідність розробки методу розрахунку деформаційних і конструктивних параметрів елементів прийомного пристрою при ударних навантаженнях. Метою роботи була розробка математичної моделі процесу зіткнення і, з урахуванням вихідних даних, визначення зусиль і деформацій робочої стрічки й елементів прийомного пристрою. Розглянуто центральний удар одиничного шматка гірської маси по стрічці, що рухається. Визначено статичні і динамічні прогини, зусилля, коефіцієнти динамічності, що випробують робоча стрічка й обидва відрізки стрічки прийомного пристрою з урахуванням їхніх геометрії, жорсткісних параметрів і енергії удару. Отримані залежності дозволяють виконувати аналіз створюваної конструкції і вибирати її раціональні параметри.

**Ключові слова:** стрічковий конвеєр, прийомний пристрій, ударне навантаження, коефіцієнт динамічності, вузол завантаження, жорсткість стрічки, сила удару.

**Abstract.** Being loaded with lumps a conveyer belt experiences considerable impact load which can significantly shorten the belt life and disrupt the conveyer operation. Various devices are provided to weaken force of the lump impact on the belt. This article presents one of such devices which consists of two belt sections located parallel to each other under the upper run of the conveyer belt. Both sections are spring-loaded ensuring their tension as they become loose. So, this device presents a double-layer trampoline, which is located under the operating belt at areas of the belt loading. In order to choose the device parameters for different typical sizes of the protected belts and loading conditions it was necessary to develop a method for calculating deformation and design parameters for the receiving mechanism elements under impact load. Aim of this work was to create a mathematical model of collision process and to define forces and deformations of operating belt and elements of the receiving mechanism with taking into account initial parameters.

A central collision of a single lump against the moving belt is analyzed. Static and dynamic deflections, forces, dynamic-response factors, which an operating belt and both belt sections of receiving mechanism experience are defined with taking into account their geometry, rigidity parameters and impact energy. The obtained dependences allow to analyze operation of and to choose sustainable parameters for this construction.

**Key words:** belt conveyer, receiving mechanism, impact load, dynamic-response factor, loading station, belt rigidity, impact force.

*Стаття поступила в редакцію 10.12. 2013*

*Рекомендовано к публикации д-ром техн. наук В.Ф. Монастырским*

УДК 620.192.7.001.24:539.4

**И.Е. Шиповский**, канд. техн. наук, вед. науч. сотр.  
(НИЦ ВС Украины  
«Государственный океанариум»)

### **ТРЕХМЕРНЫЙ РАСЧЕТ РАЗРУШЕНИЯ ОБРАЗЦОВ С ТРЕЩИНОЙ**

**І.Є. Шиповський**, канд. техн. наук, провід. наук. співроб.  
(НДЦ ЗС України  
«Державний океанаріум»)

### **ТРИВИМІРНИЙ РОЗРАХУНОК РУЙНУВАННЯ ЗРАЗКІВ З ТРИЩИНОЮ**

**I.E. Shipovskiy**, Ph.D. (Tech.),  
(Principal Researcher of  
«State Oceanarium» of Ukraine)

### **THREE-DIMENSIONAL SIMULATION OF THE CRACKED SAMPLES FRACTURING**

**Аннотация.** Исследуется возникновение разрушения и образование макроскопических трещин в хрупком материале. Методом сглаженных частиц (SPH) рассчитывается трехмерное поведение образцов при одноосном сжатии с целью определения оптимального способа компьютерного моделирования, позволяющего получать картину разрушения нагружаемого образца, максимально близко соответствующую экспериментам. Применение указанного метода для рассматриваемой задачи проводится впервые. Проведено сравнение полученных результатов с данными экспериментов, которое показало перспективность SPH – метода для адекватного представления накопления повреждений материала. Трехмерный расчет позволяет отслеживать существенно пространственные особенности разрушения.

**Ключевые слова:** разрушение, образец с трещиной, sph метод моделирования.

Для горных пород, обладающих естественной трещиноватостью и блочной структурой возникают задачи определения параметров предельного состояния массивов породы, ослабленных трещинами, и выявления в них наиболее опасных трещин. Получение адекватных представлений о влиянии наличия трещин и их ориентации на образование и развитие магистральных трещин является важным моментом для решения ряда проблем, связанных с безопасностью проведения подземных работ. Многие задачи прикладного характера, такие как изучение устойчивости подземных сооружений, разработка выбрособезопасных способов разработки полезных ископаемых, исследования прочности горных пород и строительных материалов не могут быть рассмотрены без реалистичных представлений об их реакции на нагружение, которая и определяет их механическое поведение. В ряду этих вопросов важнейшее место занимает задача зарождения локального разрушения и образования магистральных макроскопических трещин.