

**Д.Л. Колосов, А.Л. Колосов, Е.И. Белоус**

## **ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЛЕНТЫ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ИЗМЕНЕНИЯХ ПАРАМЕТРОВ КОНВЕЙЕРА ШИХТОВЫХ МАТЕРИАЛОВ**

Получены аналитические зависимости для определения напряженного состояния резинотросовой ленты, обусловленного эксплуатационными изменениями геометрических параметров конвейера подачи шихтовых материалов в доменную печь. Полученные результаты могут быть использованы в инженерной практике при принятии решений по устранению дефектов от износа составных частей конвейера.

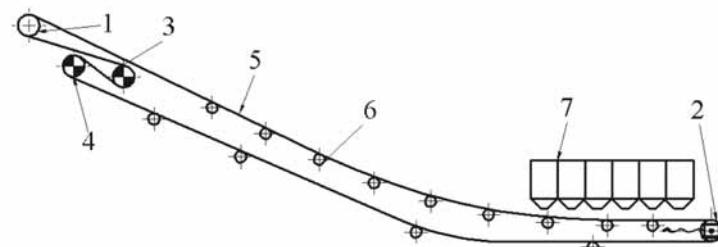
**Ключевые слова:** конвейер подачи шихтовых материалов, геометрические параметры, эксплуатационные изменения, резинотросовая лента, напряженное состояние, аналитические зависимости.

### **Введение**

**С**овременные системы доставки шихтовых материалов, включая и систему доставки шихты на крупнейшую в Украине доменную печь № 9 «АрселорМиттал Кривой Рог» [1], базируются на конвейерном транспорте. По сравнению со скраповой системой подачи шихты, конвейерная система имеет ряд преимуществ. Удельные капитальные и эксплуатационные расходы оказываются меньше на 15–20%. Производительность системы значительно больше, она более простая. Такая система допускает надежное согласование работы всех составляющих системы подготовки и подачи шихты. Ею можно управлять без участия человека, например, с помощью автоматики.

Основной колошниковый конвейер (рис. 1) имеет длину в несколько сотен метров. Он оборудован разгрузочным барабаном 1 и барабаном натяжения 2, приводными барабанами 3 и 4. Барабаны огибаются лентой 5, которая опирается на ролики 6. Шихтовый материал на ленту подается из емкостей 7. Конвейер имеет горизонтальный и наклонный участки, работает непрерывно. Разгрузочный барабан 1 вынесен от привода к оси печи. Привод установлен на специальной конструкции.

На ленту конвейера действуют значительные растягивающие усилия. Для обеспечения достаточной прочности ленты ее изготавливают из тросов, за vulkанизированных в резиновую оболочку – получают резинотросовую ленту.



**Рис. 1. Схема конвейера подачи шихты на колошник доменной печи**

Шихтовые материалы подаются конвейером в соответствии с заданной программой. Загружают руду, кокс, агломерат порциями с определенными интервалами. Значительное количество материала, при условии его поставки порциями, требует использования ленты повышенной ширины (до двух метров).

Доменная печь – агрегат непрерывного действия. Поэтому нарушение ритма поставки сырьевых материалов в доменную печь приводит к нарушению непрерывного технологического процесса выплавки чугуна и к значительным материальным потерям.

### **Состояние вопроса и постановка задачи исследования**

В процессе эксплуатации отдельные части конвейера изнашиваются – форма деталей меняется. Так, например, диаметр цилиндрического барабана становится переменным по его длине. Нарушается прямой угол между осями ленты и барабана. Описанные изменения геометрических параметров составных частей конвейера приводят к неравномерному распределению усилий растяжения тросов по ширине ленты. Применение лент значительной ширины на конвейере подачи шихты в доменную печь увеличивает эту неравномерность. При этом неравномерное распределение сил уменьшает реальную тяговую способность ленты, срок ее эксплуатации. Возникают условия разрушения тросов, дополнительно влияющие на прочность резинотросовой ленты.

Таким образом, определение влияния отклонений геометрических параметров составных частей конвейера от проектных, происходящих в процессе его эксплуатации – актуальная научно-техническая задача обеспечения работоспособности конвейерной системы подачи шихты на колошник доменной печи.

Отклонение геометрических параметров конвейера от проектных связано с дополнительным деформированием ленты. Вопросам пространственного деформирования конвейерных лент посвящена работа [2]. Влияние отклонения формы барабана конвейера от цилиндра на напряженное состояние ленты исследовано в монографии [3]. В упомянутых работах не изучалось влияние угла между осями ленты и барабана на распределение сил между тросами в ленте. Вопрос влияния формы барабана конвейера на распределение сил в ленте рассматривался без учета наличия порывов тросов ленты при ее взаимодействии с нецилиндрическим барабаном.

### **Основное содержание работы**

В настоящей работе поставлена задача определения напряженно-деформированного состояния резинотросовой ленты для ранее неизученных изменений отдельных геометрических параметров в процессе эксплуатации конвейера. Задачу решим в общем виде. Количество тросов в ленте примем равным  $N$ . Длины участков ленты, на которых она не взаимодействует с барабаном, будем считать бесконечными.

Для определения влияния нарушения взаимного расположения оси ленты  $x$  и оси барабана, начало оси поместим в сечение ленты, взаимодействующей с барабаном. Вследствие поворота нормального сечения полубесконечной ленты на угол  $\varphi$ ,  $k$ -тый трос переместится на величину

$$\delta_k = \left( \frac{N}{2} - k + 0,5 \right) t \sin(\varphi), \quad (1)$$

где  $t$  – шаг укладки тросов в ленте.

Полученную зависимость (1) разложим в ряд Фурье по косинусам

$$f_i = D_0 + \sum_{m=1}^{\infty} D_m \cos(\mu_m(i - 0,5)), \quad (2)$$

$$\text{где } D_0 = \sum_{k=1}^N \frac{\delta_k}{N}; \quad D_m = \sum_{k=1}^N \frac{2\delta_k}{N} \cos(\mu_m(i - 0,5)).$$

С целью определения влияния только поворота ленты, значение силы растяжения ленты конвейера учитывать не будем. Внешнее воздействие (1) осуществляется в одном сечении. Согласно принципа Сен-Венана, локальные возмущения (воздействия) приводят к локальному перераспределению напряжений и деформаций в твердом теле. В нашем случае деформации сечений ленты и силы растяжения тросов должны уменьшаться до нуля при бесконечном увеличении расстояния от сечения локальных воздействий. С учетом последнего и в соответствии с [4], перемещения и сечений тросов и внутренние усилия  $P$  определяются зависимостями

$$u_i = \sum_{m=1}^N B_m e^{-\beta_m x} \cos(\mu_m(i - 0,5)) + c, \quad (3)$$

$$P_i = -EF \sum_{m=1}^N B_m e^{-\beta_m x} \beta_m \cos(\mu_m(i - 0,5)), \quad (4)$$

где  $B_m$ ,  $c$  – постоянные интегрирования;  $E$  – приведенный модуль упругости материала тросов;  $F$  – площадь поперечного сечения троса;

$$\mu_m = \frac{\pi m}{N}; \quad \beta_m = \sqrt{2 \frac{G d}{h E F}} (1 - \cos(\mu_m));$$

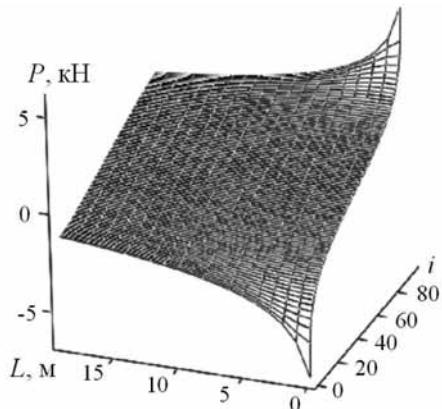
$G$  – приведенный модуль сдвига резиновой оболочки ленты;  $d$ ,  $h$  – диаметр тросов и расстояние между ними в ленте.

Учитывая условие (1) деформирования тросов в сечении  $x = 0$ , из зависимости (3) имеем

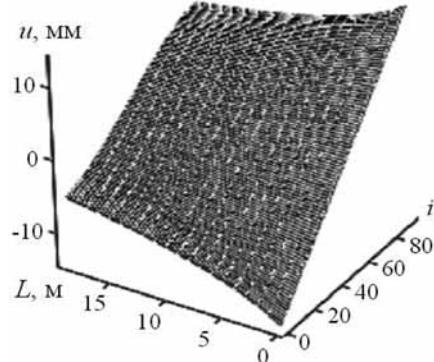
$$B_m = \frac{2}{N} \sum_{k=1}^N \left( \frac{N}{2} - k + 0,5 \right) t \sin(\phi) \cos(\mu_m(k - 0,5)), \quad c = 0.$$

Для иллюстрации полученных результатов нами рассмотрена лента с параметрами, соответствующими резинотросовой ленте РТЛ-3150. Отклонение оси ленты от прямого угла принято равным  $1^\circ$ . Выполнены расчеты деформаций и усилий – на рис. 2 и 3 приведены графики распределения усилий натяжения тросов каната  $P$  и их перемещений  $u$ .

Из рис. 2 и 3 видно, что значительные изменения усилий натяжения и перемещений тросов происходят на длинах до 5–7 м. Последнее позволяет считать бесконечными отрезки ленты длиною более семи метров. Длины частей ленты конвейера, расположенные между барабанами, не меньше указанных расстояний. Таким образом, сделанное нами выше предположение о бесконечности отрезков ленты, взаимодействующих с барабаном конвейера, можно считать приемлемым. Изменения усилий по ширине ленты имеют кососимметричный характер. Такой характер является следствием кососимметричного деформирования ленты в сечении, разделяющем взаимодействующую и невзаимодействующую с барабаном части ленты. При этом максимальные деформации и усилия



**Рис. 2. Распределение сил между тросами, обусловленное изменением угла между лентой и барабаном**



**Рис. 3. Поверхность, описывающая перемещения точек тросов, обусловленных поворотом барабана**

реализуются для крайних тросов. Значение максимального дополнительного усилия, возникающего в крайнем тросе при малых углах отклонения оси ленты от прямого угла к оси барабана, составляет

$$P_{\max} = \frac{t\phi\sqrt{8GEF}}{N} \sum_{m=1}^N \sqrt{1 - \cos \frac{\pi m}{N}} \times \\ \times \cos \left( \pi m \left( 1 - \frac{1}{2N} \right) \right) \sum_{k=1}^N \left( \frac{N+1}{2} - k \right) \cos \left( \frac{\pi m}{N} (k - 0,5) \right).$$

Полученное дополнительное усилие, возникающее в крайнем тросе, должно быть учтено при разработке допустимых норм на точность монтажа и изменений геометрических параметров конвейера подачи шихтовых материалов в доменную печь при его эксплуатации.

На рис. 2, 3 и последующих показано, что в тросах ленты могут возникать силы растяжения и сжатия. В построенном решении мы условно не учитывали силу растяжения, по значению которой выбирают ленту в процессе проектирования конвейера. В реальном конвейере эта сила действует на ленту, она вызывает равные нагрузки и деформации всех тросов. Силы сжатия тросов могут возникать только в случае, когда нагрузки, обусловленные неравномерным деформированием ленты, превысят средние значения сил растяжения тросов. Последнее соответствует стопроцентному превышению максимальных напряжений в ленте над расчетными.

Неравномерное распределение сил по ширине ленты вызывает и неравномерный износ поверхности барабана. Один край барабана изнашивается быстрее другого. Цилиндрическая форма барабана изменяется на коническую. Тросы одного края ленты удлиняются больше, чем тросы другого. Силы их растяжения возрастают больше, чем других тросов – увеличивается вероятность разрушения.

Характер деформирования ленты на барабане отличается от его деформированного состояния на участке, где лента не взаимодействует с барабаном. С целью учета последнего, разделим ленту на участок взаимодействия с барабаном и участок, на котором лента с барабаном не взаимодействует. Условно

через ось барабана проведем плоскость, делящую пополам угол, по которому лента огибает барабан. Соответственно, проведенная плоскость разделит ленту на два симметричных отрезка. Без учета влияния внешней нагрузки симметричным будет и нагрузка обоих участков. Это дает возможность рассмотреть один отрезок ленты.

Воспользуемся зависимостями [4] и определим напряженно-деформированное состояние ленты с поврежденными (разорванными) тросами. Для определения влияния места расположения трося в ленте, рассмотрим два случая порыва – крайнего и среднего трося. Присвоим тросям номера  $k$ , ширину ленты обозначим  $b$ . Для всех величин, касающихся участка ленты, на котором она взаимодействует с барабаном, индексы запишем в квадратных скобках. В других случаях этих скобок применять не будем. Начало оси  $x$  расположим в диаметральной плоскости барабана, которая делит пополам угол, образованный осями ленты до и после взаимодействия с барабаном. Определим перемещения и внутренние усилия, возникающие в тросях ленты:

а) для отрезка ленты, взаимодействующей с барабаном

$$u_{[k]} = - \left[ \sum_{m=1}^{\infty} \left( A_{[m]} e^{\beta_m x} + B_{[m]} e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m(k - 0,5)) \right] + \frac{a_{[2]} x}{EF} + c_{[2]}, \quad (5)$$

$$P_{[k]} = \left\{ \frac{f(k) + R}{R} - \left[ \sum_{m=1}^{\infty} \beta_n \left( A_{[m]} e^{\beta_m x} - B_{[m]} e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m(k - 0,5)) \right] \right\} EF + a_{[2]}, \quad (6)$$

б) для отрезка ленты, не взаимодействующей с барабаном

$$u_k = \sum_{m=1}^{\infty} \left( A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m(k - 0,5)) + \frac{a_2 x}{EF} + c_2, \quad (7)$$

$$P_k = \sum_{m=1}^{\infty} \beta_m \left( A_m e^{\beta_m x} - B_m e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m(k - 0,5)) EF + a_2, \quad (8)$$

где  $f(k)$  – функция, описывающая зависимость радиуса барабана от номера трося;  $R$  – средний радиус барабана;  $A_m$ ,  $a$  – постоянные интегрирования.

Величина  $\frac{f(k) + R}{R} EF$  в зависимости (6) определяет силы растяжения трося, деформированных на барабане при условии принятия гипотезы плоских сечений (отсутствия деформаций поперечных сечений) ленты.

Составляющая  $\left[ \sum_{m=1}^{\infty} \beta_n \left( A_{[m]} e^{\beta_m x} - B_{[m]} e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m(k - 0,5)) \right] EF$  в той же зависи-

мости описывает характер деформирования сечений ленты, т.е. снимает ограничения, наложенные используемой гипотезой плоских сечений.

По длине ленты трося могут разрушаться (разрываться) в произвольных сечениях. В процессе движения ленты по конвейеру они проходят все его участки. Наиболее опасным является тот момент, когда сечение ленты с поврежденным тросям проходит участок конвейера с наиболее неравномерно нагруженными тросями. В нашем случае такому сечению соответствует сечение  $x = 0$ . Приняв, что поврежден  $k$ -тым трося, имеем следующее однородное условие для сечения  $x = 0$

- a)  $u_{[k](x=0)} = 0 \quad (k \neq \mathbb{k}),$   
 б)  $P_{[\mathbb{k}](x=0)} = 0,$

Граничное условие (9, а) представим в следующем виде

$$u_{[k](x=0)} = K \begin{cases} 0 & k \neq \mathbb{k} \\ 1 & k = \mathbb{k} \end{cases}, \quad (10)$$

где  $K$  – неизвестная постоянная, которую следует определить из условия (9, б).

Длину участка взаимодействия ленты с барабаном обозначим  $l$ . В сечении  $x = l/2$  должно выполняться условие совместности деформирования

$$\begin{aligned} u_{[k](x=l/2)} &= u_{k(x=l/2)}, \\ P_{[k](x=l/2)} &= P_{k(x=l/2)}. \end{aligned} \quad (11)$$

В соответствии с гипотезой Сен-Венана, разница перемещений и усилий растяжения тросов с увеличением расстояния от места локального возмущения уменьшается до нуля. Таким образом, имеем еще одно граничное условие. Когда

$$x \rightarrow \infty \quad \begin{cases} u_k - u_{k \pm 1} \rightarrow 0, \\ P_k \rightarrow 0. \end{cases} \quad (12)$$

Условие (10) выполним, приняв

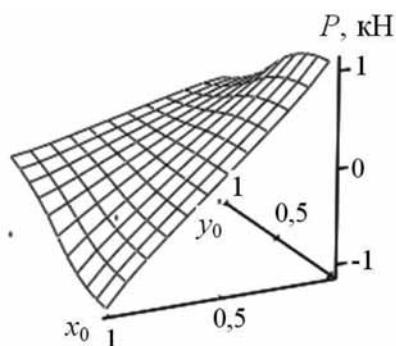
$$u_{[k](x=0)} = K \left[ \frac{2}{N} \sum_{m=1}^N \cos(\mu_m(k - 0,5)) \cos(\mu_m(\mathbb{k} - 0,5)) + \frac{1}{N} \right]. \quad (13)$$

Функция  $\frac{f(k) + R}{R}$  дискретна и выполняется для значений  $1 \leq k \leq N$ . Зададим ее в виде суммы

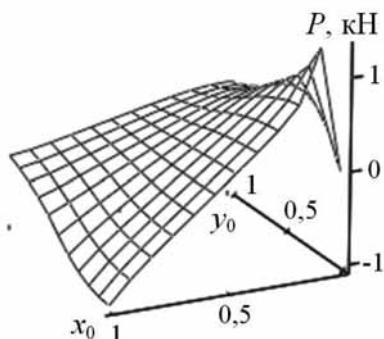
$$\frac{f(k) + R}{R} = \sum_{m=0}^N y_m \cos(\mu_m(k - 0,5)). \quad (14)$$

Учитывая выражения (13) и (14), зависимости (5)–(8), из граничных условий (9)–(10) определим неизвестные постоянные. Установленные неизвестные постоянные позволяют определять усилия, действующие в тросах и их перемещения. Результаты расчетов для случая превышения максимального радиуса барабана над минимальным на 0,2% приведены на рис. 4 и 5. Графики на рисунках построены в относительных координатах:  $x_0 = \frac{x}{l}$ ,  $y_0 = \frac{y}{b}$ .

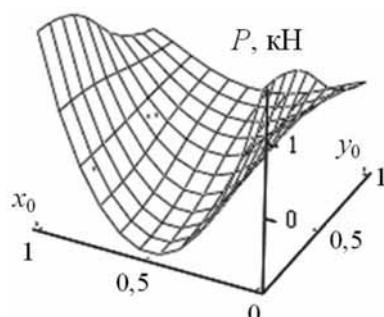
Из рис. 4 и 5 видно, что значительные изменения усилий натяжения тросов также происходят на длинах до 5–7 м. Изменение усилий по ширине ленты имеют кососимметричный характер, обусловленный кососимметричным характером износа барабана конвейера. Максимальные деформации и усилия реализуются для крайних тросов. При этом порыв крайнего троса приводит к увеличению максимальных усилий на 23%. Случай порыва среднего троса не показан, поскольку в среднем тросе нагрузки не увеличиваются при приобретении барабаном конической формы – они остаются нулевыми. Вследствие этого, разрыв ненагруженного троса не влечет изменений нагрузления других тросов.



**Рис. 4. Распределение сил между тросами для случая взаимодействия ленты с барабаном, поверхность которого в процессе эксплуатации приобрела коническую форму**



**Рис. 5. Распределение сил между тросами для случая взаимодействия ленты с барабаном, поверхность которого в процессе эксплуатации приобрела коническую форму при наличии обрыва крайнего троса**



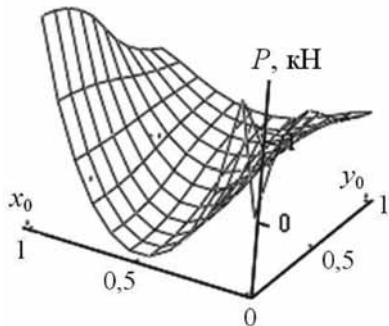
**Рис. 6. Распределение сил между тросами для случая взаимодействия ленты с барабаном, образующая которого имеет форму параболы**

Приводной барабан 3 конвейера подачи шихтовых материалов в доменную печь (рис. 1) взаимодействует с поверхностью ленты, на которую нагружают шихтовые материалы. Абразивная пыль, оставленная материалом на поверхности ленты, ускоряет износ рабочей поверхности барабана. При загрузке материала на ленте располагается ближе к оси конвейера. Поэтому износ барабана в средней части более интенсивный.

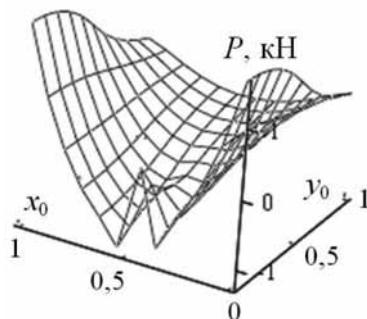
Зависимости (5)–(14) записаны для случая, когда известна форма образующей барабана. Примем, что образующая барабана вследствие износа приобрела форму квадратичной параболы. При этом наибольший радиус барабана превышает наименьший на 0,2%. Учитывая форму барабана выбором функции  $f(k)$ , определили напряженно-деформированное состояние ленты конвейера при ее взаимодействии с изношенным барабаном. Результаты расчетов приведены на рис. 6–8.

Максимальное усилие, обусловленное порывом крайнего троса, возросло на 5%. При этом в момент порыва крайний трос потерял возможность сопротивляться внешней нагрузке. В работе [2] показано, что повреждение троса приводит к изменению нагрузок лишь нескольких соседних с ним тросов. Поскольку соседние с поврежденным крайним тросом менее нагружены, то дополнительная нагрузка несущественно изменяет наибольшую нагрузку троса ленты. Такая особенность привела к тому, что повреждение троса, расположенного ближе к середине ленты, изменило нагрузку смежных тросов на 9%.

В конвейерах с лентой значительной ширины применяют выпуклые барабаны. Это способствует центрированию ленты относительно оси конвейера и середины барабана выпуклой формы. Применение такого тех-



**Рис. 7. Распределение сил между тросами для случая взаимодействия ленты с барабаном, образующая которого имеет форму параболы при наличии порыва крайнего троса**



**Рис. 8. Распределение сил между тросами для случая взаимодействия ленты с барабаном, образующая которого имеет форму параболы при наличии порыва среднего троса**

нического решения также ведет к неравномерному распределению внутренних сил растяжения тросов ленты. В случае применения выпуклого барабана при неизменности других условий, выражение (14) примет вид

$$\frac{-f(k) + R}{R} = \sum_{m=0}^N y_m \cos(\mu_m(k - 0,5))$$

При этом поверхности, описывающие распределение сил и приведенные на рис. 6–8, изменят свой знак на противоположный.

Нами рассмотрено лишь влияние отклонения геометрических параметров конвейера от проектных. Линейная постановка задачи позволяет применить принцип независимости действия сил. Поэтому для определения влияния силы растяжения ленты, достаточно к нагрузкам тросов рассмотренных выше случаев, добавить равномерно распределенные силы. Влияние порывов тросов следует учесть через коэффициент концентрации нагрузок, обусловленный разрывом троса. Этот коэффициент для ленты значительной ширины, нагруженной только силой растяжения, равен 1,6 и 1,4 для случаев порыва крайнего и среднего тросов [2].

### Выводы

Перекос оси барабана конвейера, отклонение формы барабана от цилиндрической, приводят к перераспределению внутренних сил растяжения тросов ленты. При этом изменения в перераспределении сил происходят на длинах до 5–7 м. Сделанное в работе предположение о бесконечности отрезков ленты, взаимодействующих с барабаном конвейера, можно считать приемлемым и не влияющим на достоверность полученных результатов. Порывы тросов изменяют напряженное состояние ленты: разрушение крайних и средних тросов (за исключением случаев кососимметричного деформирования) приводит к росту экстремальных значений сил растяжения тросов.

Полученные в работе математические зависимости позволяют определять напряженное состояние ленты, обусловленное эксплуатационными изменениями параметров конвейера подачи шихтовых материалов в доменную печь. На основе полученных результатов можно обоснованно принимать решения по устранению дефектов от износа составных частей конвейера.

---

## **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Большаков В.И., Вишняков В.И., Порубова Т.П., Лаврик Л.И. Оценка износа деталей бесконусного загрузочного устройства / Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии. Сборник научных трудов ин-та черной металлургии НАН Украины. – 2005. – № 10. – С. 275–284.
2. Бельмас И.В. Основы теории и расчета резинотросовой конвейерной ленты с учетом его пространственной формы: дис. ... докт. техн. наук. – Днепропетровск, 1993. – 312 с.
3. Белоус Е.И. Гибкие тяговые органы в машиностроении. Влияние отклонения формы рабочей поверхности барабана от цилиндра. – Днепродзержинск: ДДТУ, 2010. – 123 с.
4. Танцура А.И. Гибкие тяговые органы в машиностроении. Стыковые соединения конвейерных лент. – Днепродзержинск: ДДТУ, 2010. – 127 с. **ГИАБ**

---

## **КОРОТКО ОБ АВТОРАХ**

Колосов Д.Л. – кандидат технических наук, доцент,  
Национальный горный университет, Днепропетровск, Украина,  
Колосов А.Л. – кандидат технических наук, доцент,  
Московский государственный университет технологий и управления,  
Белоус Е.И. – кандидат технических наук, доцент,  
Днепродзержинский государственный технический университет, Украина.

---

UDC 621.876.2.001.2

### **THE ANALYSIS OF THE STRESS STATE OF THE BAND AT THE OPERATING PARAMETER CHANGES OF BURDEN CONVEYOR**

Kolosov D.L., Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor,  
National Mining University, 49005, Dnepropetrovsk, Ukraine, e-mail: rector@nmu.org.ua,  
Kolosov A.L.<sup>2</sup>, Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor,  
Moscow State University of Technology, Moscow, Russia,  
Belous E.I.<sup>3</sup>, Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor,  
Dneprodzerzhinsk State Technical University, Dneprodzerzhinsk, Ukraine.

*The analytical dependences for the determination of the rubber-band stress state due to the changes in operating geometric parameters of the burden conveyor into blast furnace are obtained. These results can be used in engineering practice to make decisions on elimination of wear defects of conveyor parts.*

*Key words:* feed conveyor charge materials, the geometrical parameters, operational changes, steel cord belt, stress state, the analytical dependences.

### **REFERENCES**

1. Bol'shakov V.I., Vishnyakov V.I., Porubova T.P., Lavrik L.I. *Fundamental'nye i prikladnye problemy chernoy metallurgii. Sbornik nauchnykh trudov instituta chernoy metallurgii NAN Ukrayiny* (Basic and applied problems in ferrous metallurgy), 2005, no 10, pp. 275–284.
2. Bel'mas I.V. *Osnovy teorii i rascheta rezinotrosovoy konveyernoy lenty s uchetom ego prostranstvennoy formy* (Theoretical framework and calculation basis for rubber-and-cable conveyor belt, considering its configuration), Doctor's thesis, Dnepropetrovsk, 1993, 312 p.
3. Belous E.I. *Gibkie tyagovye organy v mashinostroenii. Vliyanie otkloneniya formy rabochey poverkhnosti barabana ot tsilindra* (Flexible pulling elements in machine engineering. Effect of deviation of drum shape from a cylinder), Dneprodzerzhinsk, DDTU, 2010, 123 p.
4. Tantsura A.I. *Gibkie tyagovye organy v mashinostroenii. Stykovye soedineniya konveyernykh lent* (Flexible pulling elements in machine engineering. Connection joint of conveyor belts), Dneprodzerzhinsk, DDTU, 2010, 127 p.

