

УДК 621.867.2-253

В. В. СУГЛОБОВ^{1*}, С. В. РАКША², П. А. ГРИНЬКО^{3*}

^{1*}Каф. «Подъемно-транспортные машины и детали машин», Приазовский государственный технический университет, ул. Университетская, 7, Мариуполь, Украина, 87500, тел. +38 (067) 62 31 269, эл. почта suglobov_v_v@ukr.net, ORCID 0000-0003-1743-0894

²Каф. «Прикладная механика», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днепропетровск, Украина, 49010, тел. +38 (056) 373 15 18, эл. почта pm@m.diit.edu.ua, ORCID 0000-0002-4118-1341

^{3*}ООО «Метинвест Холдинг», ул. Лепорского 1, Мариуполь, Украина, 87500, тел. +38 (067) 543 20 72, эл. почта grinko-pa@rambler.ru, ORCID 0000-0002-6738-0058

ОБОСНОВАНИЕ ЦЕНТРИРУЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ НОВОЙ КОНСТРУКЦИИ БАРАБАНОВ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Цель. В исследовании необходимо: 1) обосновать центрирующую способность барабанов новой конструкции ленточных конвейеров; 2) разработать методику расчета и определения рациональных конструктивных параметров барабанов в зависимости от технических параметров ленточного конвейера (длины конвейера, ширины ленты, производительности конвейера, диаметров приводного и натяжного барабанов и др.); 3) провести экспериментальные исследования работоспособности ленточного конвейера в производственных условиях, с целью определения величины динамических нагрузок и проведения сравнительной оценки эффективности центрирующей способности общепринятых и новой конструкций барабанов. **Методика.** Для обоснования эффективности центрирующей способности барабанов новой конструкции авторами разработана математическая модель взаимодействия ленты с барабаном. Математическое моделирование взаимодействия ленты с новой конструкцией барабанов сводится к составлению дифференциального уравнения движения ленты с учетом динамической составляющей и восстанавливающей силы. Данная модель позволила оценить движение ленты в поперечном направлении с учетом рассчитанных дополнительных динамических нагрузок и центрирующей силы на исследуемом ленточном конвейере с заданными техническими параметрами. Впервые предложена методика расчета и определения рациональных параметров барабанов, которая позволяет определять конструктивные параметры центрирующих участков в зависимости от механических свойств и геометрических параметров ленты. **Результаты.** С помощью математического моделирования научно обоснован эффект центрирующей способности новой конструкции барабана, которая обеспечивает устойчивое движение ленты вдоль продольной оси конвейера. Авторами сделаны следующие выводы: 1) разработана математическая модель взаимодействия ленты с новой конструкцией барабана, которая позволила описать движение ленты в поперечном направлении с учетом действия дополнительных динамических нагрузок и восстанавливающей силы; 2) предложена методика расчета и определения рациональных параметров новой конструкции барабанов, которая позволяет определить конструктивные параметры центрирующих участков; 3) проведены экспериментальные исследования ленточного конвейера с заданными техническими параметрами в производственных условиях, которые позволили определить величину динамических нагрузок во время разгона конвейера, а также оптимизировать время пуска с учетом этих нагрузок. Так, для стационарных конвейеров при увеличении времени разгона от 10–15 с до 24 с динамические нагрузки могут быть снижены с уровня 20–35 % до уровня 9–10 % от номинальных. Сравнительная оценка экспериментальных и расчетных значений величины динамических нагрузок дает расхождение до 4 %. **Научная новизна.** Впервые предложены теоретические инструменты, которые обосновывают эффективную работоспособность новой конструкции барабанов ленточных конвейеров, а также позволяют определить их рациональные конструктивные параметры. **Практическая значимость.** Новые конструкции барабанов, а также методика расчета их конструктивных параметров могут использоваться при проектировании новых и модернизации существующих ленточных конвейеров, что позволит минимизировать время внеплановых простоев оборудования и повысить долговечность конвейерной ленты.

Ключевые слова: ленточный конвейер; барабаны; лента; самоцентрирование ленты; конструктивные параметры; математическая модель

Введение

Машины непрерывного транспорта, а в том числе и ленточные конвейеры выполняют значимые транспортирующие функции в металлургическом производстве и портах. От их бесперебойной работы зависят технологические процессы и как следствие экономические показатели. Поэтому, исследования, направленные на повышение надежности оборудования, которое обеспечивает бесперебойные транспортные потоки, играют в данном случае значимую роль и требуют постоянного совершенствования [7, 11, 13].

Во время движения по роlikоопорам конвейерная лента имеет тенденцию уходить в сторону от своего центрального положения. Боковой сход ленты происходит вследствие ряда причин, главными из которых являются: перекосы геометрических осей барабанов и опорных роликoв, связанные с неточностями изготовления и монтажа.

Нецентральное движение ленты является одной из причин простоя конвейерного оборудования, просыпаний транспортируемого груза, уменьшения сроков службы ленты. На практике более трети простоев конвейеров вызвано именно боковым сходом ленты [9, 10, 12–14, 17, 18].

Для обеспечения центрального движения ленты разработана новая конструкция барабана (рис. 1). Данная конструкция защищена патентом Украины на полезную модель № UA45062 [5, 8].

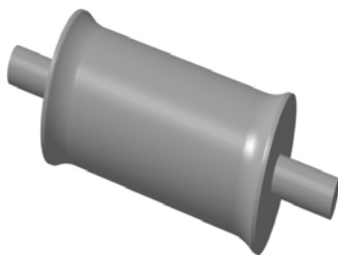


Рис. 1. Барабан ленточного конвейера

Fig. 1. Drum belt

Цель

Целью данных исследований является обоснование центрирующей способности барабана новой конструкции и определение его рациональных параметров.

Для достижения цели предусмотрено: 1) разработать математическую модель взаимодействия ленты с новой конструкцией барабанов, обосновывающую условия центрирования ленты; 2) разработать методику расчета и определения рациональных конструктивных параметров барабанов новой конструкции в зависимости от технических характеристик ленточного конвейера (длины конвейера, ширины ленты, производительности конвейера, диаметров приводного и натяжного барабанов и др.); 3) провести экспериментальные исследования в производственных условиях.

Методика

1. *Разработка математической модели взаимодействия ленты с новой конструкцией барабана.* Для обоснования эффективности центрирующей способности барабана новой конструкции разработана математическая модель взаимодействия ленты с барабаном.

Математическое моделирование взаимодействия ленты с новой конструкцией барабанов (рис. 2) сводится к составлению дифференциального уравнения движения ленты с учетом динамической составляющей и восстанавливающей силы [2–4, 6, 15].

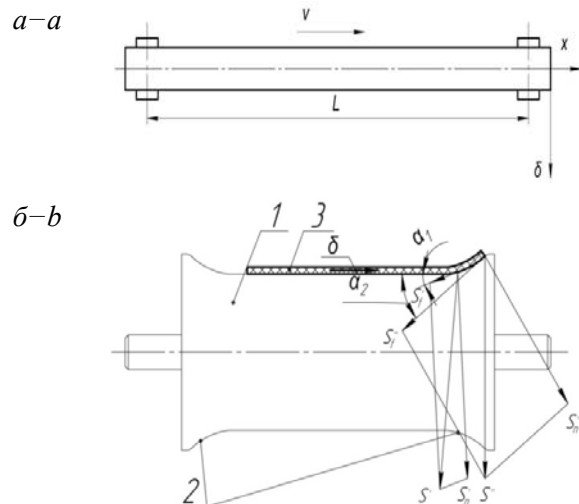


Рис. 2. Схема поперечного движения конвейерной ленты (а) и восстанавливающих сил, действующих на ленту (б)

Fig. 2. Diagram of lateral movement of the conveyor belt (a) and restoring forces acting on the tape (b)

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

Введем следующие обозначения: ρ_l, ρ_z – плотность ленты и груза, кг/м³; v_l – продольная скорость ленты, м/с; $\sigma(x)$ – натяжение, приходящееся на единицу площади поперечного сечения, МПа; A_l, A_z – поперечное сечение ленты и груза, м²; $\delta(t)$ – поперечное смещение ленты, м; l – длина конвейера, м. Ось x направлена от натяжного барабана к приводному вдоль конвейера, ось δ перпендикулярна ей (рис. 2, а).

В первом приближении принимаем, что в боковом направлении лента движется по роликоопорам без сил сопротивления. Считаем также, что натяжной барабан обеспечивает устойчивое центральное положение ленты на роликоопорах, т.е. в этих точках контура лента как бы закреплена, и тогда $\delta(0) = 0, \delta(l) = 0$.

Выделим на ленте элемент длиной Δ_x ; масса этого элемента будет равна:

$$\begin{aligned} \Delta_m &= (\rho_l A_l + \rho_z A_z) \Delta_x = \\ &= A_l (\rho_l + \psi \rho_z) \Delta_x = \rho A \Delta_x, \end{aligned} \quad (1)$$

где $\psi = A_z / A_l$; $\rho = \rho_l + \psi \rho_z$; $A = A_l$.

Инерционная сила в направлении δ :

$$F_{ин} = \Delta_m \frac{d^2 \delta}{dt^2} = \rho \cdot A \cdot \Delta_x \frac{d^2 \delta}{dt^2}. \quad (2)$$

Спроектировав все силы на ось δ , и учитывая (2), получим:

$$\begin{aligned} \rho \cdot A \cdot \Delta_x \frac{d^2 \delta}{dt^2} &= A(\sigma_x + \Delta \sigma_x) \times \\ &\times \sin(a_x + \Delta a) - A \cdot \sigma_x \sin a_x. \end{aligned} \quad (3)$$

Переходя к математическим пределам, будет иметь:

$$\frac{d^2 \delta}{dt^2} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{d}{dx} [\sigma_x \sin a_x]. \quad (4)$$

Учитывая, что при малых углах справедливо соотношение: $\sin a_x = \operatorname{tg} a_x = d\delta/dx$, получим:

$$\frac{d^2 \delta}{dt^2} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{d}{dx} \left[\sigma_x \frac{d\delta}{dx} \right]. \quad (5)$$

Рассмотрим соотношение скоростей в направлении оси x и δ (рис. 2, а). Так как $\delta(t) = x(t) \frac{d\delta}{dx}$, то

$$\frac{d^2 \delta}{dt^2} = \frac{d^2 x}{dt^2} \cdot \frac{d\delta}{dx} + 2 \frac{dx}{dt} \cdot \frac{d^2 \delta}{dx dt} + \frac{d^2}{dt^2} \left(x \frac{d\delta}{dx} \right). \quad (6)$$

Учитывая, что $d\delta/dt = v_n$, из (6) получим ускорение в направлении δ :

$$\frac{d^2 \delta}{dt^2} = \frac{d^2 \delta}{dt^2} + 2v_n \frac{d^2 \delta}{dx dt} + 2v_n^2 \frac{d^2 \delta}{dx^2}. \quad (8)$$

Тогда уравнение (5) примет следующий вид:

$$\frac{d^2 \delta}{dt^2} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{d}{dx} \left[\sigma_x \frac{d\delta}{dx} \right] - 2v_n \frac{d^2 \delta}{dx dt} + v_n^2 \frac{d^2 \delta}{dx^2}. \quad (9)$$

Натяжение ленты $S(x)$ вдоль става по оси x меняется нелинейно.

В этом случае:

$$\frac{d}{dx} \left[\sigma_x \frac{d\delta}{dx} \right] = \frac{1}{A} \cdot \frac{d}{dx} \left[(S(x)) \frac{d\delta}{dx} \right],$$

и

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{d}{dx} \left[\sigma_x \frac{d\delta}{dx} \right] = \frac{k}{\rho A} \cdot \frac{d\delta}{dx} + \left[\frac{S(x)}{\rho A} \right] \cdot \frac{d^2 \delta}{dx^2}. \quad (10)$$

Подставляя (10) в (9) и учитывая влияние дополнительных динамических нагрузок, получим:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \delta}{dt^2} &= \left(\frac{S(x) + W_d(x)}{\rho A} - v_n^2 \right) \frac{d^2 \delta}{dx^2} - \\ &- 2v_n \frac{d^2 \delta}{dx dt} + \frac{k}{\rho A} \cdot \frac{d\delta}{dx}, \end{aligned} \quad (11)$$

где $k = (q_l + q_z + q_p) \cdot \gamma$, Н/м; $W_d(x)$, Н – дополнительные динамические нагрузки; q_l, q_z, q_p – линейные силы тяжести ленты, груза и роликов соответственно, Н/м; γ – коэффициент сопротивления движения на грузовой ветви.

Данное уравнение получено в предположении, что силы, вызывающие боковой сход в направлении δ , перемещают ленту при отсутствии восстанавливающей силы.

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

Однако, новая конструкция барабанов выполнена с торцевыми криволинейными центрирующими участками, имеющих форму кривой второго порядка, на которых возникает восстанавливающая сила S_t , направленная по оси δ (рис. 2, а) в сторону продольной оси барабана [8].

Сила S_t пропорциональна синусу угла α между касательной к радиусу образующей криволинейного участка барабана и горизонтальным участком барабана (рис. 2, б). Поэтому, при малых α $\sin \alpha \approx \text{tg } \alpha = d\delta/dx$ и

$$S_t' = \frac{d\delta}{dx}. \quad (12)$$

Тогда, подставляя центрирующую силу S_t в (11), получим:

$$\frac{d^2\delta}{dt^2} = \left(\frac{S(x) + W_d(x)}{\rho A} - v_n^2 \right) \frac{d^2\delta}{dx^2} - 2v_n \frac{d^2\delta}{dx dt} + \frac{k}{\rho A} \cdot \frac{d\delta}{dx} - S_t''. \quad (13)$$

В введенных координатах (рис. 2, б) сила S_t является центрирующей, что учтено в знаке силы в уравнении (13).

2. Методика расчета и определение рациональных параметров барабана. Новая конструкция барабана ленточного конвейера состоит из горизонтального участка L , который сопряжен с криволинейными центрирующими ленту торцевыми участками 2, рис. 3.

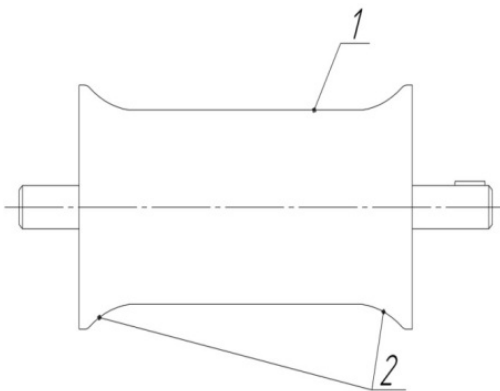


Рис. 3. Новая конструкция барабана

Fig. 3. New design of the drum

Непосредственно рабочей поверхностью служит горизонтальный участок барабана. В этом случае на ленту не действует растягивающая сила, что положительно сказывается на ее эксплуатационной стойкости.

Расчет новой конструкции барабана включает в себя:

- определение толщины стенки барабана;
- определение длины горизонтального участка барабана;
- определение оптимального радиуса криволинейных центрирующих участков;
- проверка прочностных характеристик барабана.

Геометрические расчетные параметры новой конструкции барабана показаны на рис. 4.

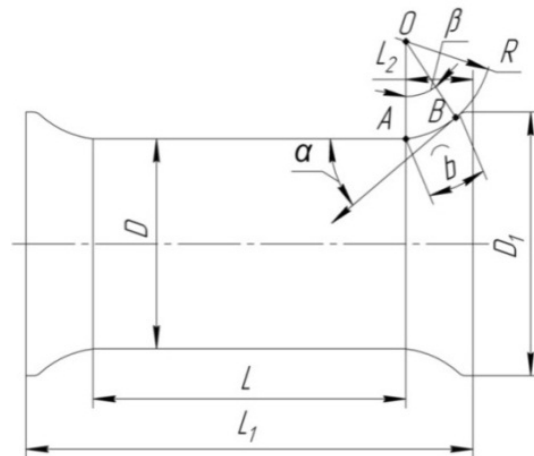


Рис. 4. Геометрические параметры новой конструкции барабана:

L_1 – длина барабана; L – длина горизонтального участка; L_2 – длина участка барабана от начала криволинейного участка до торцевой части; D_1 – диаметр барабана по торцевым участкам; D – диаметр барабана по горизонтальному участку; R – радиус образующей криволинейный участок; b – длина дуги криволинейных торцевых участков (A – точка начала дуги, B – точка окончания дуги); β – центральный угол дуги

Fig. 4. The geometrical parameters of the new design of the drum:

L_1 – length of the drum; L – length of the horizontal section; L_2 – length of the drum from the beginning of the curved portion to the end portion; D_1 – diameter of the drum over end portions; D – drum diameter of the horizontal section; R – radius forming the curved area; b – arc length of the curved end portions (A – starting point of the arc, B – end point of the arc); β – Central angle of the arc

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

Толщина стенки барабана определяется по эмпирической формуле и должна быть не менее [1]:

$$\delta = 0,005D + (4...6) \text{ мм}, \quad (14)$$

где D – диаметр барабана, мм.

Длина горизонтального участка L (рис. 4) определяется исходя из ширины B выбранного типоразмера ленты:

$$L = B + 10 \text{ мм}. \quad (15)$$

Определение оптимального радиуса R криволинейных участков барабана зависит от механических свойств материала ленты и параметров ее поперечного сечения. Поэтому, с учетом цилиндрической жесткости ленты, определяется оптимальный радиус криволинейных участков барабана из условия:

$$R \geq R_1, \quad (16)$$

где R_1 – радиус цилиндрической жесткости ленты, мм; R – радиус барабана, мм.

Для резинотканевой ленты [11]:

$$R_1 = \frac{E_0 i \delta_k^2}{2 \cdot 12(1-\nu^2)} \text{ мм}, \quad (17)$$

где E_0 – модуль упругости 1 см ширины одной прокладки, Н/мм; δ_k – толщина каркаса тканевой ленты, мм; i – число прокладок ленты; ν – коэффициент Пуассона ($\nu = 0,42...0,5$).

Для резинотросовой ленты [12]:

$$R_1 = \frac{E_0 \cdot \pi \cdot d_{II}^2 \cdot z_{II} \cdot \delta^2}{2 \cdot 42t} \text{ мм} \quad (18)$$

где d_{II} – диаметр проволоки, мм; d_{II} – количество проволок в тросе; δ – толщина резинотросовой ленты, мм; t – шаг тросов, мм.

Предлагается следующий алгоритм определения длины дуги криволинейного участка барабана:

1. Определяются дополнительные динамические нагрузки, действующие на ленту во время работы конвейера.

2. Определяются суммарные усилия в ленте с учетом дополнительных динамических нагрузок.

3. Исходя из суммарного усилия в ленте, определяется угол α между касательной к радиусу, образующего криволинейный участок барабана, и горизонтальным участком барабана (из условия 19).

4. Длина дуги b центрирующего криволинейного участка равна расстоянию от точки соприкосновения касательной к радиусу образующего криволинейный участок B до точки начала горизонтального участка барабана A .

Угол α между касательной к радиусу образующего криволинейный участок барабана и горизонтальным участком барабана определяется из условия (19):

$$S_t = S \cdot \operatorname{tg} \alpha, \text{ Н} \quad (19)$$

Условие обеспечения требуемого уровня центрирующей силы:

$$S_t \geq (S + W_d) \cdot \mu, \quad (20)$$

где S – усилие в ленте, Н; S_t – тангенциальная центрирующая сила, Н; W_d – дополнительные динамические нагрузки, Н; μ – коэффициент трения между лентой и барабаном.

Длина дуги b пропорциональна ее радиусу и величине центрального угла, которая определяется по формуле:

$$b = \frac{\pi \cdot r \cdot \beta}{180}, \quad (21)$$

где r – радиус образующей криволинейный участок барабана (определяется из условия (16), мм; β – центральный угол дуги ($\beta = \alpha$), град, определяется из условия (19).

Дополнительные динамические усилия рассчитываются исходя из параметров проектируемого ленточного конвейера и условий его эксплуатации. Рассчитывают также геометрические параметры барабана, который обеспечит устойчивое движение ленты вдоль оси.

3. *Экспериментальные исследования в производственных условиях.* Целью экспериментальных исследований ленточных конвейеров в производственных условиях, являлась оценка частоты схода ленты и определение величины динамических нагрузок на действующем конвейере, а также их отклонение от расчетных значений.

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

Данные исследования показали, что нестационарные условия работы конвейеров приводят к сходу ленты с оси конвейера и ее различным повреждениям. Частота сходов с оси достаточно высокая (3–5 за сутки), а обычно используемая регулировка с помощью центрирующих роликов достаточно трудоемка и не всегда осуществима при некоторых видах транспортирующего материала.

Для изучения влияния динамических нагрузок на характер работы ленточных конвейеров были проведены экспериментальные исследования ленточного конвейера одного из предприятий г. Мариуполя, транспортирующего уголь. Техническая характеристика данного конвейера представлена в табл. 1.

Исследовался пуск конвейера, при котором определялась величина динамических нагрузок на приводной двигатель. Для этого был использован анализатор параметров электрической цепи Fluke 454 (Нидерланды), вмонтированный в преобразователь частоты, который питает двигатель. Данный анализатор электрической цепи обеспечивает непрерывное считывание таких параметров работы двигателя, как сила тока, A ; частота вращения, об/мин; вращающий момент, в % от номинального значения; напряжение, B на выходе преобразователя частоты; напряжение сети, B .

В табл. 2. приведены расчетные и экспериментальные значения величины динамических нагрузок при пуске данного ленточного конвейера.

Экспериментальные исследования ленточного конвейера в производственных условиях позволили определить величину динамических нагрузок во время разгона конвейера, а также оптимизировать время пуска с учетом этих нагрузок. Так, при увеличении времени разгона до 24 с, уровень динамических нагрузок составляет 9–10 % от номинального значения. При снижении времени разгона до 4 с, величина динамических нагрузок увеличивается до уровня 50–55 % от номинального значения [16].

Построены графики зависимости расчетных и экспериментальных значений моментов приводного двигателя $M_{дв}$ конвейера (в % от номинального значения) от времени разгона двигателя t , с (рис. 5) и график зависимости тяго-

вого усилия с величиной динамических нагрузок F , H от времени разгона двигателя конвейера t , с (рис. 6).

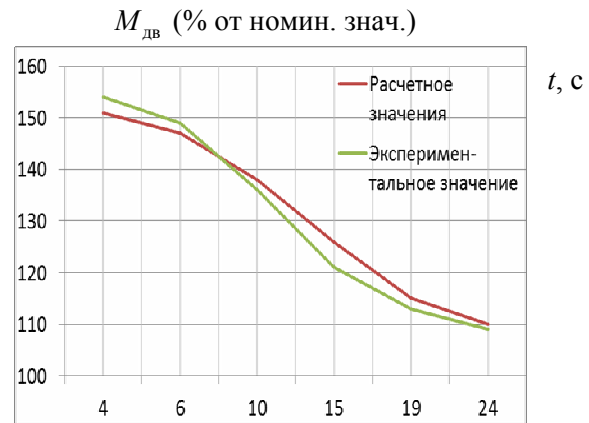


Рис. 5. График зависимости расчетных и экспериментальных значений моментов приводного двигателя $M_{дв}$ конвейера (в % от ном. значения) от времени разгона двигателя t , с)

Fig. 5. A graph of the calculated and experimental values of moments of the drive motor $M_{дв}$ of the conveyor (in % of nominal value) from the acceleration time of the engine t , с

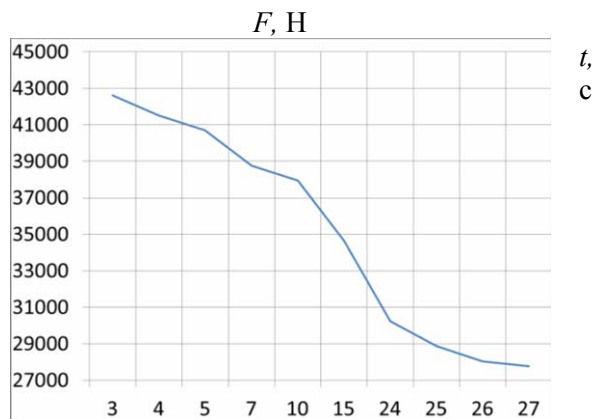


Рис. 6. График зависимости тягового усилия с величиной динамических нагрузок F , H от времени разгона двигателя конвейера t , с

Fig. 6. Graph of the traction with the values of dyn-x loads F , H from the conveyor motor acceleration time t , с

Таблица 1

Техническая характеристика исследуемого ленточного конвейера в нестационарных условиях

Table 1

Technical characteristics of the test conveyor belt under unsteady conditions

Транспортируемый материал	Производительность, т/ч	Длина, м	Скорость движения ленты, м/с
Уголь	1 100	602	2,5

Таблица 2

Расчетные и экспериментальные значения величины динамических нагрузок ленточного конвейера

Table 2

The calculated and experimental values of dynamic belt loads

Время разгона конвейера, с	Момент двигателя, % от номинального значения		Отклонение, %
	Расчетное значение	Экспериментальное значение	
4	151	154	2,0
6	147	149	1,3
10	138	136	1,4
15	126	121	3,9
19	115	113	1,7
24	110	109	1,0

Результаты

С помощью математического моделирования научно обоснован эффект центрирующей способности барабана новой конструкции, который обеспечивает самоцентрирование ленты без использования автоматизированных центрирующих устройств. Разработанная методика расчета конструктивных параметров барабана позволила учесть влияющие факторы на поперечные смещения ленты и, тем самым, оптимизировать конструкцию барабана.

Научная новизна и практическая значимость

Впервые разработана и предложена новая конструкция барабанов ленточных конвейеров и предложены теоретические инструменты, которые обосновывают ее эффективную работоспособность и позволяют определить рациональные конструктивные параметры.

Новая конструкция барабанов, а также методика расчета конструктивных параметров может использоваться при проектировании новых и модернизации существующих ленточных конвейеров, что позволит минимизировать время внеплановых простоев оборудования и повысить долговечность конвейерной ленты.

Выводы

1. Разработана математическая модель взаимодействия ленты с новой конструкцией барабана, которая позволила описать движение ленты в поперечном направлении с учетом действия дополнительных динамических нагрузок и восстанавливающей силы.

2. Предложена методика расчета и определения рациональных параметров новой конструкции барабанов, которая позволяет определить конструктивные параметры центрирующих участков.

3. Проведены экспериментальные исследования ленточного конвейера с заданными техническими параметрами в производственных условиях, которые позволили определить величину динамических нагрузок во время разгона конвейера, а также оптимизировать время пуска с учетом этих нагрузок. Так, для стационарных конвейеров при увеличении времени разгона от 10–15 до 24 с динамические нагрузки могут быть снижены с уровня 20–35 % до уровня 9–10 % от номинальных. Сравнительная оценка экспериментальных и расчетных значений величины динамических нагрузок дает расхождение до 4 %.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Александров, М. П. Подъемно-транспортные машины : учеб. для машиностроит. спец. вузов. / М. П. Александров. – Москва : Высш. шк., 1985. – 520 с.

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

2. Биличенко, Н. Я. Экспериментальные исследования режимов запуска длинного ленточного конвейера с концевыми приводами / Н. Я. Биличенко, Н. Г. Куян // Развитие и совершенствование шахтного и карьерного трансп. – Москва : Недра, 1973. – С. 99–108.
3. Взаимодействие движущейся конвейерной ленты с перекошенным роликом / В. К. Смирнов, Е. М. Высочин, В. Я. Пошивайло, В. Ф. Монастырский // Вопросы рудничного трансп. – Киев, 1972. – Вып. 12. – С. 32–45.
4. Волотковский, В. С. Износ и долговечность конвейерных лент / В. С. Волотковский, А. Г. Нохрин, М. Ф. Герасимова. – Москва : Недра, 1976. – 176 с.
5. Гринько, П. А. Барабан циліндро-криволінійний увігнутий / П. А. Гринько, О. М. Щеглов, Р. В. Суглобов // Настоящи изследвания и развитие 2012 : материалы за VIII междунар. науч. практ. конф. (17.01–25.01.2012). – София, 2012. – Т. 20. – С. 24–26.
6. Дмитриев, В. Г. Анализ поперечного движения ленты на ставе конвейера / В. Г. Дмитриев // Шахтный и карьерный трансп. – 1974. – Вып. 1. – С. 102–109.
7. Нагорний, Є. В. Дослідження розвитку транспортного обслуговування вантажовласників у транспортних вузлах / Є. В. Нагорний, А. М. Огороков, Г. І. Переста // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2011. – Вип. 38. – С. 58–62.
8. Пат. 45062 Україна, МПК В 65 G 15/00. Барабан стрічкового конвеєра / Щеглов О. М., Суглобов В. В., Гринько П. А. (Україна) ; заявник та патентовласник Приазов. держ. техн. ун-т. – № u 200904862 ; заявл. 18.05.09 ; опубл. 26.10.09, Бюл. № 20. – 4с.
9. Покушалов, М. П. Исследование и выбор способов центрирования конвейерных лент / М. П. Покушалов // Горнорудные машины и автоматика. – Москва, 1967. – С. 58–63.
10. Расчеты и проектирование транспортных средств непрерывного действия / А. И. Барышев, В. А. Будишевский, Н. А. Скляров [и др.]. – Донецк : Норд-Пресс, 2005. – 736 с.
11. Садловська, І. П. Аналіз сучасних вантажопотоків в Україні та напрями їх розвитку / І. П. Садловська // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2012. – Вип. 42. – С. 317–324.
12. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий / В. И. Галкин, В. Г. Дмитриев, В. П. Дьяченко, И. В. Запенин. – Москва : Изд-во МГГУ, 2005. – 543 с.
13. Спиваковский, А. О. Теоретические основы расчета ленточных конвейеров / А. О. Спиваковский, В. Г. Дмитриев. – Москва : Наука, 1977. – 152 с.
14. Спиваковский, А. О. Транспортирующие машины / А. О. Спиваковский В. К. Дьячков. – Москва : Машиностроение, 1983. – 488 с.
15. Шахмейстер, Л. Г. Теория и расчет ленточных конвейеров / Л. Г. Шахмейстер, В. Г. Дмитриев. – Москва : Машиностроение, 1987. – 336 с.
16. Щеглов, О. М. Усовершенствованный привод ленточного конвейера / О. М. Щеглов, П. А. Гринько // Захист металургійних машин від поломок : міжвуз. темат. зб. наук. пр. / Приазов. держ. техн. ун-т. – Маріуполь, 2009. – Вип. 11. – С. 172–175.
17. Vulfson, I. Dynamics of cyclic machines / I. Vulfson. – New York : Springer, 2015. – 390 p. doi: 10.1007/978-3-319-12634-0.
18. Seeler, K. A. System dynamics: an introduction for mechanical engineers / K. A. Seeler. – New York : Springer, 2014. – 667 p. doi: 10.1007/978-1-4614-9152-1.

В. В. СУГЛОБОВ^{1*}, С. В. РАКША², П. А. ГРИНЬКО³

^{1*}Каф. «Підйомно-транспортні машини та деталі машин», Приазовський державний технічний університет, вул. Університетська, 7, Маріуполь, Україна, 87500, тел. +38 (067) 62 31 269, ел. пошта suglobov_v_v@ukr.net, ORCID 0000-0003-1743-0894

²Каф. «Прикладна механіка», Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпропетровськ, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 18, ел. пошта pm@m.diit.edu.ua, ORCID 0000-0002-4118-1341

³ТОВ «Метінвест Холдинг», вул. Лепорського, 1, Маріуполь, Україна, 87500, тел. +38 (067) 543 20 72, ел. пошта grinko-pa@rambler.ru, ORCID 0000-0002-6738-0058

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

ОБҐРУНТУВАННЯ ЦЕНТРУЮЧОЇ ЗДАТНОСТІ НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ БАРАБАНІВ СТРІЧКОВИХ КОНВЕЄРІВ

Мета. У дослідженні необхідно: 1) обґрунтувати центруючу здатність барабанів нової конструкції стрічкових конвеєрів; 2) розробити методику розрахунку та визначення раціональних конструктивних параметрів барабанів залежно від технічних параметрів стрічкового конвеєра (довжини конвеєра, ширини стрічки, продуктивності конвеєра, діаметрів приводного і натяжного барабанів та ін.); 3) провести експериментальні дослідження працездатності стрічкового конвеєра у виробничих умовах із метою визначення величини динамічних навантажень та проведення порівняльної оцінки ефективності центруючої здатності загальноприйнятих та нової конструкції барабанів. **Методика.** Для обґрунтування ефективності центруючої здатності барабанів нової конструкції, авторами розроблена математична модель взаємодії стрічки з барабаном. Математичне моделювання взаємодії стрічки з новою конструкцією барабанів зводиться до складання диференціального рівняння руху стрічки з урахуванням динамічної складової та відновлювальної сили. Ця модель дозволяє оцінити рух стрічки в поперечному напрямку з урахуванням розрахованих додаткових динамічних навантажень та центруючої сили на досліджуваному стрічковому конвеєрі із заданими технічними параметрами. Вперше запропонована методика розрахунку та визначення раціональних параметрів барабанів, яка дозволяє визначати конструктивні параметри центруючих ділянок, залежно від механічних властивостей та геометричних параметрів стрічки. **Результати.** За допомогою математичного моделювання науково обґрунтовано ефект центруючої здатності нової конструкції барабана, яка забезпечує стійкий рух стрічки уздовж поздовжньої осі конвеєра. Авторами зроблені наступні висновки: 1) розроблено математичну модель взаємодії стрічки з новою конструкцією барабана, яка дозволила описати рух стрічки в поперечному напрямку з урахуванням дії додаткових динамічних навантажень та відновлювальної сили; 2) запропонована методика розрахунку та визначення раціональних параметрів нової конструкції барабанів, яка дозволяє визначити конструктивні параметри центруючих ділянок; 3) проведені експериментальні дослідження стрічкового конвеєра із заданими технічними параметрами у виробничих умовах, які дозволили визначити величину динамічних навантажень під час розгону конвеєра, а також оптимізувати час пуску з урахуванням цих навантажень. Так, для стаціонарних конвеєрів при збільшенні часу розгону від 10–15 с до 24 с динамічні навантаження можуть бути знижені з рівня 20–35 % до рівня 9–10 % від номінальних. Порівняльна оцінка експериментальних та розрахункових значень величини динамічних навантажень дає розбіжність до 4 %. **Наукова новизна.** Вперше запропоновано теоретичні інструменти, які обґрунтовують ефективну працездатність нової конструкції барабанів стрічкових конвеєрів, а також дозволяють визначити їх раціональні конструктивні параметри. **Практична значимість.** Нові конструкції барабанів, а також методика розрахунку їх конструктивних параметрів можуть використовуватися при проектуванні нових та модернізації існуючих стрічкових конвеєрів, що дозволить мінімізувати час позапланових простоїв устаткування та підвищити довговічність конвеєрної стрічки.

Ключові слова: стрічковий конвеєр; барабани; стрічка; самоцентрування стрічки; конструктивні параметри; математична модель

V. V. SUGLOBOV^{1*}, S. V. RAKSHA², P. A. HRYNKO^{3*}

^{1*}Dep. «Lifting Machinery and Machine Parts», Pryazovskyi State Technical University, Universytetska St., 7, Mariupol, Ukraine, 87500, tel. +38 (067) 62 31 269, e-mail suglobov_v_v@ukr.net, ORCID 0000-0003-1743-0894

²Dep. «Applied Mechanics», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipropetrovsk, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 15 18, e-mail pm@m.diit.edu.ua ORCID 0000-0002-4118-1341

^{3*}LLC «Metinvest Holding», Leporskyi St., 1, Mariupol, Ukraine, 87500, tel.+38 (067) 543 20 72, e-mail grinko-pa@rambler.ru, ORCID 0000-0002-6738-0058

RATIONALE FOR CENTERING CAPACITY OF REDESIGNED BELT CONVEYOR DRUMS

Purpose. In the study it is necessary: 1) to justify aligning drums of a new design of belt conveyors; 2) to develop a method for calculating and determining the rational design parameters of drums depending on the technical parameters of the conveyor belt (the length of the conveyor, belt width, the performance of the conveyor, the diameter

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

of the drive and tension drums, etc.); 3) to carry out pilot studies of efficiency conveyor belt in a production environment in order to determine the magnitude of dynamic loads and a comparative evaluation of the effectiveness of the centering ability of conventional and new designs of drums. **Methodology.** To substantiate the effectiveness of the centering ability of the drums of a new design by the authors developed a mathematical model of interaction of the tape with the drum. Mathematical simulation of tape reels with new design comes to drawing up a differential equation of the belt based on the dynamic component and restoring force. This model allowed us to estimate the movement of the tape in the transverse direction based on the calculated additional dynamic loads and forces on the investigated centering a conveyor belt with given specifications. For the first time the technique of calculating and determining the rational parameters of the drums, which allows determining the design parameters of the centering portions, depending on the mechanical properties and geometric parameters of the tape. **Findings.** With the help of mathematical modeling the scientifically substantiated effect of centering the ability of the new design of the drum, which ensures stable tape running along the longitudinal axis of the conveyor. The authors made the following conclusions: 1) the mathematical model of interaction with the new belt design of the drum, which allowed to describe the belt in the transverse direction in view of additional dynamic loads and renewable power was developed; 2) the method of calculation and determination of parameters of rational design of new barrels, which allows to determine the design parameters of centering areas was proposed ; 3) the experimental studies of conveyor belt with given technical parameters in a production environment, which allowed to determine the dynamic loads during the acceleration conveyor, as well as optimize the start time to reflect these pressures was conducted. Thus, stationary conveyors with increasing acceleration of time from 10-15 to 24 with dynamic loads can be reduced from the level of 20-35% to 9-10% of the nominal. Comparative evaluation of experimental and calculated values of the magnitude of dynamic loads makes the difference to 4%. **Originality.** For the first time offered the theoretical tools that justify the effective performance of a new design of the drums of belt conveyors, as well as allow us to determine their rational design parameters. **Practical value.** New designs of drums, their method of calculation and constructive parameters can be used in the design of new and modernization of existing belt conveyors that will minimize unplanned downtime and improve the durability of the belt.

Keywords: conveyor belt; drums; tape; self-centering of the tape; design parameters; mathematical model

REFERENCES

1. Aleksandrov M.P. *Podemno-transportnye mashiny* [Lifting and transport machines]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1985. 520 p.
2. Bilichenko N.Ya., Kuyan N.G. Eksperimentalnyye issledovaniya rezhimov zapuska dlinnogo lentochnogo konveyera s kontsevymi privodami [Experimental research of modes of a long run of a belt conveyor end drives]. *Razvitiye i sovershenstvovaniye shakhtnogo i karernogo transporta* [Development and improvement of the mine and quarry transport]. Moscow, Nedra Publ., 1973, pp. 99-108.
3. Smirnov V.K., Vysochin Ye.M., Poshivaylo V.Ya., Monastyrskiy V.F. Vzaimodeystviye dvizhushcheysya konveyernoy lenty s perekoshennym rolikom [The interaction of a moving conveyor belt with a skewed roller]. *Voprosy rudnichnogo transporta – The Issues of Mining Transport*, 1972, vol. 12, pp. 32-45.
4. Volotkovskiy V.S., Nokhrin A.G., Gerasimova M.F. *Iznos i dolgovechnost konveyernykh lent* [The wear and durability of conveyor belts]. Moscow, Nedra Publ., 1976. 176 p.
5. Hryenko P.A., Shcheglov O. M., Suhlobov R. V. Baraban tsylindro-kryvoliniinyi uvihnutyi [The drum is cylindro-curvilinear concave]. *Nastoyashchi izsledvaniya i razvitiye 2012 : materialy za VIII mezhdunaroduyu nauchno prakticheskuyu konferentsiyu (17.01–25.01.2012)* [The research and development 2012 : materials of VIII International Scientific and Practical Conference (17.01–25.01.2012)]. Sofiya, 2012, issue 20, pp. 24-26.
6. Dmitriyev V.G. Analiz poperechnogo dvizheniya lenty na stave konveyera [Analysis of the transverse motion of the tape on the rod conveyor]. *Shakhtnyy i karernyy transport – Mine and Quarry Transport*, 1974, vol. 1, pp. 102-109.
7. Nahorniye Ye.V., Okorokov A.M., Peresta H.I. Doslidzhennia rozvytku transportnoho obsluhovuvannia vantazhovlasnykh u transportnykh vuzlakh [The investigation of the transport system for freight owners servicing in the traffic centres]. *Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnoho universytetu zaliznychnoho transportu imeni akademika V. Lazariana* [Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan], 2011, issue 38, pp. 58-62.
8. Shcheglov O. M., Suhlobov V. V., Hryenko P. A. *Baraban strichkovoho konveyera* [The drum of conveyor belt]. Patent UA, no. u 200904862. 2009.

НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

9. Pokushalov M.P. Issledovaniye i vybor sposobov tsentrirovaniya konveyernykh lent [Research and selection of centering methods of conveyor belts]. *Gornorudnyye mashiny i avtomatika – Mining Machinery and Automation*. Moscow, 1967, pp. 58-63.
10. Baryshev A.I., Budishevskiy V.A., Sklyarov N.A. *Raschety i proektirovaniye transportnykh sredstv nepreryvnogo deystviya* [Calculations and design of transport means of continuous action]. Donetsk, Nord-Press Publ., 2005. 736 p.
11. Sadlovska I.P. Analiz suchasnykh vantazhopotokiv v Ukraini ta napriamy yikh rozvytku [Analysis of modern cargo flows in Ukraine and directions of their development]. *Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnoho universytetu zaliznychnoho transportu imeni akademika V. Lazariana* [Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan], 2012, issue 42, pp. 317-324.
12. Galkin V.I., Dmitriyev V.G., Dyachenko V.P., Zapenin I. V. *Sovremennaya teoriya lentochnykh konveyerov gornykh predpriyatiy* [The modern theory of belt conveyors mining]. Moscow, Izdatelstvo MGGU Publ., 2005. 543 p.
13. Spivakovskiy A.O., Dmitriev V.G. *Teoreticheskiye osnovy rascheta lentochnykh konveyerov* [Theoretical bases of calculation of belt conveyors]. Moscow, Nauka Publ., 1977. 152 p.
14. Spivakovskiy A.O., Dyachkov V.K. *Transportiruyushchiye mashiny* [Transporting machine]. Moscow, Mashinostroeniye Publ., 1983. 488 p.
15. Shakhmeyster L.G., Dmitriev V.G. *Teoriya i raschet lentochnykh konveyerov* [Theory and calculation of belt conveyors]. Moscow, Mashinostroeniye Publ., 1987. 336 p.
16. Shcheglov O.M., Grinko P.A. Uovershenstvovannyi privod lentochnogo konveyera [Improved drive belt conveyor]. *Zakhyst metalurhiinykh mashyn vid polomok* [Protection of metallurgical machines against damage]. Mariupol, 2009, issue 11, pp. 172-175.
17. Vulfson I. Dynamics of cyclic machines. New York, Springer Publ., 2015. 390 p. doi: 10.1007/978-3-319-12634-0.
18. Seeler K.A. System dynamics: an introduction for mechanical engineers. New York, Springer Publ., 2014. 667 p. doi: 10.1007/978-1-4614-9152-1.

Статья рекомендована к публикации д.т.н., проф. А. А. Ищенко (Украина); д.т.н., проф. М. И. Капицей (Украина)

Поступила в редколлегию: 27.11.2015

Принята к печати: 21.01.2016