

нормативной документации ограничивать не только абсолютные значения допустимых перегрузок для всего пакета канатов, но и учитывать сочетания их знаков, не допуская одновременной перегрузки канатов с одной стороны от оси сосуда и ослабления с другой.

6. При проведении аппаратурных динамических испытаний систем «сосуд-армировка» многоканатной установки необходимо предварительно выполнять выравнивание натяжений между головными канатами для исключения возбуждения ударных взаимодействий, не связанных с нарушением прямолинейности профилей проводников армировки и вызванных перекосом сосуда.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Нестеров П.П. Безуровневый многоканатный подъем / П.П. Нестеров, Ю.П. Шабанов-Кушнаренко, Н.К. Гончаренко // ГОСТЕХИЗДАТ УССР. Киев. -1963. 475с.
2. Бежок В.Р. Шахтный подъем / В.Р. Бежок - Донецк. -Юго-Восток. -2007. -623с.
3. Белобров В.И. Динамика шахтных подъемных установок / В.И.Белобров, В.И. Дзензерский, В.И. Самуся, С.Р. Ильин // Изд. ДГУ. Днепропетровск. -2000. 380с.
4. Единые правила безопасности при разработке рудных, нерудных и россыпных месторождений подземным способом. М. «Недра». 1977. -223с.
5. Правила технической эксплуатации угольных и сланцевых шахт. Изд. 2-е стереотип. М. «Недра». -1976. -303с.
6. Ильин С.Р. Влияние параметров диаграммы скорости подъема и эксцентриситета груза на динамику системы «сосуд-армировка» шахтных стволов / С.Р. Ильин // ИГТМ НАН Украины. Геотехническая механика. Межвед. Сб-к. науч. тр. Вып. 98, Днепропетровск. -2012. -С.322-348.

УДК 622.647.2:681.5

Канд. техн. наук Т. И. Жигула
(ИГТМ НАН Украины)

ДИНАМИЧЕСКОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ ПОДВИЖНОЙ НАГРУЗКИ НА КАНАТНЫЙ СТАВ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

На гірничих підприємствах широко використання набули стрічкові конвеєри з канатним ставом, який складається з двох паралельно натягнутих канатів, що спираються на стійки або підвішені до кривлі виробки. При русі конвеєрної стрічки з вантажем по ставу відбуваються просторові поперечні коливання канатів, що знижує експлуатаційну надійність конвеєра і веде до численних відмов. Аналіз науково-технічної літератури з питань динаміки канатного ставу стрічкового конвеєра показав, що хоча існує велика кількість досліджень з цих питань, в них розглянуто вплив далеко не всіх значущих чинників, або ці дослідження залишилися незавершеними, або проводилися з використанням спрощених моделей, які не можуть адекватно відображати процеси функціонування стрічкових конвеєрів. Дана робота присвячена дослідженню поперечних коливань канатного ставу під дією рухомого навантаження (конвеєрної стрічки з вантажем) і визначенню динамічних зусиль, діючих на опори ставу і ґрунт виробки. При дослідженнях секція ставу моделювалася однорідним пружним стрижнем з шарнірними опорами на кінцях, по якому рухається рівномірно розподілене навантаження. Складено і вирішено рівняння поперечних коливань стрижня, що знаходиться під дією рухомого розподіленого навантаження і подовжньої розтягуючої сили. Отримано формули для розрахунку власних частот коливань системи, зусиль, що діють на стійки ставу, і критичних швидкостей руху вантажу, при яких можлива втрата стійкості системи. Для параметрів, відповідних типовому конвеєру 1Л100К, проведено розрахунок частот першого тону поперечних коливань канатів ставу і критичних швидкостей руху стрічки.

DYNAMIC INFLUENCE OF MOBILE LOADING ON ROPE BASE OF BELT CONVEYER

On mine enterprises wide distribution was got by belt conveyers with rope base – the two parallel ropes, laying on supports or suspended to the roof of working. At motion of conveyer belt with a load on base ropes accomplish spatial transversal vibrations, that lowers operating reliability of conveyer and conduces to the numerous refusals. The analysis of scientific and technical literature on the questions of dynamics of rope base of belt conveyer showed that although exist a plenty of researches on these questions, in them influencing far of not all meaningful factors is considered, either these researches remained uncompleted, or were conducted with the use of the simplified models which can not adequately reflect the processes of functioning of belt conveyers. The real work is devoted to research of transversal vibra-

tions of base rope under action of the mobile loading (conveyer belt with a load) and determination of dynamic efforts operating on supports of base and soil of making. At researches the section of base was designed by a homogeneous resilient bar with joint supports on ends, which the evenly distributed loading moves on. An equation of transversal vibrations of the bar found under action of the mobile distributed loading and longitudinal stretching force is worked out and decided. Formulas for the calculation of own frequencies of vibrations of the system, transversal efforts, operating on the base supports, and stalling speeds of motion of load, which the loss of stability of the system is possible at, are got. For parameters proper to the model conveyer of 1L100K the calculation of frequencies of the first tone of transversal vibrations of base ropes and stalling speeds of motion of belt is produced.

В настоящее время на горных предприятиях большое распространение получили ленточные конвейеры с канатным ставом и подвесными роlikоопорами. Канатный став представляет собой два параллельно натянутых каната, опирающихся на стойки или подвешенных к кровле выработки, на которые подвешиваются роlikоопоры грузовой ветви конвейера. Конвейер с канатным ставом малогабаритен, легок, имеет небольшую стоимость, особенно удобен в подземных условиях.

При работе ленточного конвейера с канатным ставом под действием вынуждающих воздействий канаты става совершают пространственные поперечные колебания, что снижает эксплуатационную надежность конвейера и приводит к многочисленным отказам, при подвесном канатном ставе колебания става могут привести к разрушению кровли выработки. К числу воздействий со стороны ленты и груза на став относятся продольно-поперечные колебания ленты в режимах пуска и торможения, в установившихся режимах – движение постоянной или переменной нагрузки вдоль конвейера и падение отдельных крупных кусков на ленту, со стороны роlikоопор – их перекося, обусловленный неравномерностью распределения груза по сечению ленты, и эксцентриситет отдельных роlikов. Перечисленные факторы возникают как следствие режимов эксплуатации, неравномерности поступления груза, неточности изготовления и установки става. Все они, кроме движения нагрузки вдоль конвейера, могут быть, если не устранены полностью, то хотя бы частично сглажены.

Анализ научно-технической литературы по вопросам динамики канатного става ленточного конвейера показал, что на протяжении последних сорока лет этими вопросами занимались многие ученые в нашей стране и ближнем зарубежье. Исследовалось влияние различных факторов на динамику става: падение куска груза на ленту, влияние подвижной равномерной или случайной нагрузки, продольно-поперечные колебания конвейерной ленты и др. При разработке математических моделей канаты става рассматривались, как правило, на одном пролете и представлялись как гибкая упругая нить, как балка с шарнирно опертыми или защемленными концами, как искривленное упругое основание с переменной жесткостью, как многомассовая система. Были получены формулы частот собственных колебаний канатов, определены резонансные зоны, критические скорости движения ленты, при которых возможен отрыв груза от ленты или значительный провес канатов. Также были получены формулы для расчета рациональных параметров канатного става: длины пролета, числа роlikоопор в пролете, расстояния между роlikоопорами, жесткости подвески, натяжения канатов и ленты.

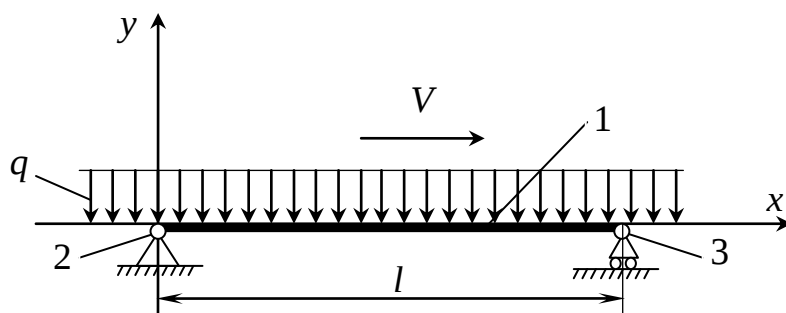
Несмотря на большой объем исследований, рассмотрено влияние на динамику канатного става далеко не всех значимых факторов, либо эти исследова-

ния остались незавершенными. В частности, нами не обнаружено работ по влиянию вспучивания почвы на динамику канатов става, не исследовалось влияние бокового схода ленты, не рассматривалась специфика става, подвешенного к кровле выработки. Многие исследования проводились с использованием упрощенных моделей, которые не могут адекватно отражать процессы функционирования ленточных конвейеров.

Настоящая работа посвящена исследованию поперечных колебаний канатного става под действием движущейся нагрузки – наиболее существенного неустранимого возмущающего фактора, и определению динамических усилий, действующих в результате колебаний канатов на опоры и почву выработки.

При исследовании поперечных колебаний канатного става секцию става моделируем однородным упругим стержнем с изгибной жесткостью EI (Н·м²) и интенсивностью собственного веса p (Н/м), по которому со скоростью V (м/с) движется распределенная нагрузка интенсивности q (Н/м). Для различных случаев установки или подвески става будем считать, что концы стержня либо шарнирно оперты, либо жестко защемлены, либо упруго закреплены относительно поперечных перемещений.

На рис. 1 представлена расчетная схема секции канатного става длиной l (м) под действием движущейся равномерной нагрузки.



1 – канаты секции става; 2,3 – опоры секции

Рис. 1 – Расчетная схема поперечных колебаний секции канатного става под действием движущейся нагрузки

Считаем, что упругая ось стержня в недеформированном состоянии прямолинейна, примем ее за координатную ось x . Поперечные отклонения точек оси стержня y определяются функцией двух переменных – координаты x и времени t :

$$y = y(x, t).$$

Согласно [1] уравнение поперечных колебаний стержня, находящегося под действием распределенной нагрузки и продольной растягивающей силы, имеет вид:

$$\frac{p}{g} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right) - \frac{\partial}{\partial x} \left(W \frac{\partial y}{\partial x} \right) = f(x, t), \quad (1)$$

где W – растягивающее усилие, направленное вдоль оси стержня, Н; $f(x, t)$ – ин-

тенсивность поперечной нагрузки, Н/м; g – ускорение силы тяжести, м/с².

Вследствие прогиба стержня интенсивность подвижной нагрузки определяется суммой интенсивностей ее веса и силы инерции:

$$f(x, t) = -q - \frac{q}{g} \frac{V^2}{\rho}, \quad (2)$$

где ρ – радиус кривизны стержня, м; $\frac{V^2}{\rho} = \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} V^2$ – вертикальное ускорение элемента нагрузки, возникающее из-за прогиба стержня.

Подставляя (2) в (1), получим уравнение

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + c \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + b \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = -\frac{qg}{p}, \quad (3)$$

где

$$c = \frac{EIg}{p}, \quad b = \frac{-Wg + qV^2}{p}. \quad (4)$$

Считаем, что в граничных точках выполняются условия шарнирного опирания:

$$y(0, t) = y(l, t) = 0, \quad \frac{\partial^2 y(0, t)}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 y(l, t)}{\partial x^2} = 0. \quad (5)$$

Начальные условия задачи:

$$y(x, 0) = \varphi(x), \quad \varphi(0) = \varphi(l) = 0, \quad (6)$$

где $\varphi(x)$ – форма става, которую он имел до начала движения конвейерной ленты.

Уравнение (3) неоднородное, для того, чтобы прийти к однородному уравнению, представим функцию $y(x, t)$ в виде:

$$y(x, t) = y_1(x, t) + y_2(x), \quad (7)$$

где $y_1(x, t)$ – решение однородного уравнения

$$\frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2} + c \frac{\partial^4 y_1}{\partial x^4} + b \frac{\partial^2 y_1}{\partial x^2} = 0 \quad (8)$$

с граничными условиями

$$y_1(0, t) = y_1(l, t) = 0; \quad \frac{\partial^2 y_1(0, t)}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 y_1(l, t)}{\partial x^2} = 0 \quad (9)$$

и начальными условиями

$$y_1(x,0) = \varphi(x) - y_2(x), \quad (10)$$

а функция $y_2(x)$ – решение уравнения

$$c \frac{d^4 y_2}{dx^4} + b \frac{d^2 y_2}{dx^2} = -\frac{qg}{p} \quad (11)$$

с граничными условиями:

$$y_2(0) = y_2(l) = 0. \quad (12)$$

Общее решение однородного уравнения (8) с граничными условиями (9) согласно [1] ищем в виде ряда Фурье:

$$y_1(x,t) = \sum_{i=1}^{\infty} (M_i \cos p_i t + N_i \sin p_i t) \sin \frac{i\pi x}{l}, \quad (13)$$

где p_i – собственные частоты поперечных колебаний системы, c^{-1} ; M_i и N_i – постоянные, которые определяются из начальных условий (10).

Уравнение частот имеет вид

$$c \left(\frac{i\pi}{l} \right)^4 - p_i^2 - b \left(\frac{i\pi}{l} \right)^2 = 0, \quad (14)$$

$$(i = 1, 2, \dots),$$

откуда собственные частоты системы

$$p_i = \frac{i\pi}{l} \sqrt{c \left(\frac{i\pi}{l} \right)^2 - b}, \quad (15)$$

$$(i = 1, 2, \dots).$$

Решение уравнения (11) с граничными условиями (12) можно представить в виде [2]:

$$y_2(x) = \frac{ql^2}{4EIu^2} \left\{ \frac{x^2 - lx}{2} + \frac{l^2}{4u^2} \left[\frac{\cos \left(\frac{2x}{l} - 1 \right) u}{\cos u} - 1 \right] \right\}, \quad (16)$$

где $u^2 = \frac{-qV^2 + gW}{4gEI} l^2$.

Окончательно решение уравнения (3) с граничными и начальными условиями (5) и (6) имеет вид:

$$y(x,t) = \sum_{i=1}^{\infty} (M_i \cos p_i t + N_i \sin p_i t) \sin \frac{i\pi x}{l} + \frac{ql^2}{4EIu^2} \left\{ \frac{x^2 - lx}{2} + \frac{l^2}{4u^2} \left[\frac{\cos\left(\frac{2x}{l} - 1\right)u}{\cos u} - 1 \right] \right\}. \quad (17)$$

Формула (17) определяет вертикальные перемещения точек става в произвольный момент времени при движении по нему конвейерной ленты с грузом и дает возможность вычислить поперечные усилия $N(x,t)$, действующие на канаты става у стоек:

$$N(0,t) = W \frac{\partial y(0,t)}{\partial x}, \quad N(l,t) = W \frac{\partial y(l,t)}{\partial x},$$

необходимые для исследования воздействия канатов на опоры и почву выработки.

Проанализируем формулу для вычисления частот собственных поперечных колебаний става, находящегося под действием растягивающего усилия и подвижной нагрузки (15). Если принять $W = 0$ и $V = 0$, т.е. считать, что стержень не растянут и нагрузка неподвижная, приходим к формуле

$$p_i = \frac{i^2 \pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{EIq}{p}},$$

$$(i = 1, 2, \dots),$$

которая соответствует уравнению частот собственных колебаний шарнирно опертого стержня [1], что подтверждает адекватность примененной математической модели.

Определим скорость, при которой собственная частота первого тона колебаний системы обращаются в нуль, назовем ее первой критической V_{kp1} [2]. При достижении этой скорости происходит потеря устойчивости става:

$$p_1 = \frac{\pi}{l} \sqrt{\frac{EIq}{p} \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 + \frac{Wg - qV_{kp1}^2}{p}} = 0, \quad (18)$$

откуда

$$V_{kp1} = \sqrt{\frac{EIq}{q} \left(\frac{\pi}{l^2}\right)^2 + \frac{Wg}{q}}. \quad (19)$$

Величина поперечных перемещений става $y_2(x)$, обусловленных подвижной нагрузкой, определяется формулой (16), в соответствии с которой $y_2(x) \rightarrow \infty$ при $\cos u \rightarrow 0$ или $u \rightarrow \frac{\pi}{2}$. Определим критическую скорость движения нагрузки V_{kp2} для этого случая, т.е. определим, при какой скорости параметр u принимает значение $\frac{\pi}{2}$:

$$u = l \sqrt{\frac{gW - qV_{кр2}^2}{4gEI}} = \frac{\pi}{2},$$

откуда

$$V_{кр2} = \sqrt{\frac{g}{q} \left(W - \frac{\pi^2 EI}{l^2} \right)}. \quad (20)$$

Определим основные параметры типажного конвейера 1Л100К, производительность которого составляет $Q = 420$ т/час, ширина ленты $B = 1000$ мм, скорость движения ленты $V = 1,6$ м/с. Для канатного става применяются канаты конструкции ЛК-Р 6х19+1 о.с. диаметром $d = 14$ мм, погонный вес каната $q_k = 6$ Н/м. На один метр става приходится одна роликоопора весом $G_p = 270$ Н, таким образом интенсивность собственного веса става составляет $p = 2q_k + G_p = 282$ Н/м. Изгибная жесткость канатного става с подвесными роликоопорами при диаметре канатов 14 мм составляет $EI = 75,4$ Нм². Растягивающее усилие в канатах става принимаем равным $W = 25 \cdot 10^3$ Н [3]. Погонный вес ленты $q_l = 160$ Н/м, максимальная интенсивность грузопотока $q_{zM} = 732$ Н/м, тогда максимальная интенсивность подвижной нагрузки, действующей на став, $q = q_l + q_z = 892$ Н/м. Подставляя параметры конвейера 1Л100К в формулы (19) и (20), получим $V_{кр1} = 18,3$ м/с, $V_{кр2} = 16,6$ м/с. Т.к. $V_{кр1}$ и $V_{кр2}$ превышают реальную скорость конвейерной ленты более, чем в 10 раз, очевидно, что потеря устойчивости канатному става не угрожает.

Рассчитаем частоты первого тона колебаний става при движении незагруженной и максимально загруженной ленты:

- 1) лента незагруженная $q = q_l = 160$ Н/м, $p_1 = 0,9252$ с⁻¹;
- 2) максимально загруженная лента $q = q_l + q_z = 892$ Н/м, $p_1 = 0,9217$ с⁻¹.

Как видим, частоты первого тона поперечных колебаний става для незагруженной и максимально загруженной ленты отличаются не более, чем на 0,4%. Это объясняется тем, что в формуле (15) слагаемое, учитывающее натяжение канатов, значительно (более, чем в 100 раз) превосходит слагаемое, учитывающее интенсивность подвижной нагрузки и скорость ее движения. Таким образом, для реальных значений натяжений канатов става частоты их поперечных колебаний практически не зависят от интенсивности и скорости подвижной нагрузки.

Проведенные для параметров конвейера 1Л100К расчеты показали, что движущаяся нагрузка не оказывает существенного влияния на поперечные колебания става. Тем не менее, при проектировании новых конвейеров такой расчет необходимо выполнять для того, чтобы исключить сочетание параметров, при которых возможно возникновение критического состояния, характеризующегося неустойчивостью системы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бабаков И. М. Теория колебаний / И. М. Бабаков. – М.: Наука, 1985. – 560 с.
2. Пановко Я. Г. Устойчивость и колебания упругих систем / Я. Г. Пановко, И. И. Губанова. – М.: Наука, 1987. – 352 с.
3. Шахмейстер Л. Г. Теория и расчет ленточных конвейеров / Л. Г. Шахмейстер, В. Г. Дмитриев. – М.: Машиностроение, 1987. – 335 с.

**ПРО ОЦІНКУ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ
КОНВЕЄРНОЇ СТРІЧКИ НА ДУЗІ КОВЗАННЯ**

Работа посвящена расширению сферы применения техники Л. Прандтля на решение задачи о взаимодействии конвейерной ленты и нефутерованного барабана. Получено решение задачи Ламе с соответствующими граничными условиями, что позволило выяснить характер деформаций на дуге скольжения. Приведены графики деформаций и соответствующих им напряжений.

**ON CONVEYER'S BELT STRESS-STRAIN STATE IN SLIDING ARCH
DRUM**

The paper is devoted to expand L. Prandtl technique to contact the conveyor belt with rigid drum. The Lamb task solving with corresponding boundary condition allow explaining the deflection nature in slide arch drum. The deflections and corresponding stresses graphics are demonstrated.

Одним з найбільш ефективних шляхів збільшення тягової спроможності приводу стрічкового конвеєра є підвищення коефіцієнту тертя конвеєрної стрічки з поверхнею барабана, тобто його футеровка [1].

На сьогодні практичного метода розрахунку еластичної футеровки не зроблено. Розробка наукових основ проектування футеровки приводних барабанів стрічкових конвеєрів та практичних рекомендацій конструктору потребує розв'язку наступних задач: а) поглиблене дослідження процесу взаємодії еластичної футеровки з пружною стрічкою та уточнення фізичних закономірностей; б) встановлення раціональної форми контактуючих поверхонь та визначення оптимальних значень геометричних параметрів захисного шару футеровки.

Дослідженням у напрямі вивчення процесів взаємодії стрічки з футерованим барабаном присвячено праці багатьох авторів [1–6]. Так, О.В. Андрєєв [2], користуючись методами фотопружності, підтвердив існування як дуги ковзання, так і покою, а також підтвердив передачу зусиль останньою. Факт передачі зусиль він пояснював депланацією поперечних перетинів стрічки під дією сил розтягу.

Значний внесок у вивчення процесів взаємодії стрічки з футерованим барабаном зроблено науковою школою під керівництвом академіка НАН України В. І Моссаковського [3, 4]. Так, в [3] футерований барабан моделювався основою Вінклера. В роботі [4] для врахування деформаційних характеристик футеровки основу Вінклера було замінено більш складною основою – Власова-Ціммермана. Однак, як з'ясувалось, у обох випадках при прямованні жорсткості футеровки барабана до нескінченності, що відповідає гладкому барабану, виникає ковзання стрічки по барабану. Крім того, таке рішення приводило до появи стрибків напружень і деформацій, існування яких пояснити важко.

В дослідженнях, що виконуються в ІГТМ НАН України, не тільки експериментально підтверджено факт передачі тягових зусиль на дузі спокою [5], а й зроблено припущення про існування крайового шару в зоні контакту, який відіграє вирішальну значення у передачі зусиль, врахування якого дозволяє усунути стрибки напружень і деформацій [6].

Так, в роботі [6] вирішено задачу про передачу зусиль від футерованого барабана до стрічки з врахування наявності крайового шару в ній. Задачу вирі-