

- приводами: Дис. канд. техн. наук. Караганда, 1972. 133 с.
 2. Бельский Д.М., Кузнецов Д.Г. Пластинчатые конвейеры. М., 1971. 193 с.
 3. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями. М., 1961. 290 с.
 4. Штокман И.Г., Кондрахин П.М., Маценко В.Н. Расчет и конструирование горных транспортных машин и комплексов. М., 1975. 464 с.

УДК 622.647
З.Т. АКАШЕВ
С.К. МАЛЫБАЕВ
А.З. АКАШЕВ
И.С. МАЛЫБАЕВ

Научно-технологическая технология транспортирования груза ленточными конвейерами

При работе ленточного конвейера из-за изменения формы сечения рабочей ветви и провеса ленты между роликотпорами происходит перемешивание груза. В промежутках между роликотпорами лента теряет свою первоначальную форму, какая была на роликотпоре. Например, плоская лента с грузом при сходе с роликотпоры начинает прогибаться как в поперечном, так и в продольном направлениях. Принимая криволинейную форму в поперечном сечении, лента начинает сжимать груз с двух сторон. Это, наряду с имеющей место вибрацией ленты, приводит к подвижности частиц груза, их перемешиванию и выносу на верхнюю естественную поверхность, то есть свободная лента со свободным грузом стремится принять оптимальную форму. Затем, после прохода средней части пролета, начинается обратный процесс, груз начинает рассыпаться и, достигнув роликотпоры, основание груза принимает плоскую форму. При этом верхняя поверхность груза, после многократных повторений процесса на последовательно установленных роликотпорах, принимает оптимальную (экспоненциальную) форму кривой с параметром распределения $\lambda_0 = 0,62$ [1].

Энергия, расходуемая на деформацию ленты и груза и на их истирание, не восстанавливается, а рассеивается в виде тепла. Поэтому доля сопротивления движению от деформации ленты и шевеления груза составляет 40-70 % от суммарного сопротивления движению [2].

На основании изложенного можно предположить, что задачи по уменьшению сопротивления движению (снижения энергоемкости транспортирования) и износа ленты заключаются в разработке технологических и технических решений, использование которых позволит исключить перемешивание груза на ленте как на межроликотповом пространстве, так и на самой роликотпоре. Очевидно, что минимизация потерь может быть достигнута только в том случае, если форма и параметры сечения ленты с грузом будут сохранены неизменными на протяжении всего конвейера (от точки загрузки до точки разгрузки), то есть если представить сечение ленты как балку равного сопротивления изгибу.

Рассмотрим конвейерную ленту с постоянным сечением. Основная часть нагрузки приходится на ее среднюю часть, находящуюся над центральным роликотпом. В результате неравномерного распределения нагрузки по участкам сечения ленты они соответственно испытывают и различные напряжения, что приводит к расслоению прокладок (высвобождению тросов), поскольку участки с меньшей нагрузкой пе-

рестают выполнять тяговую функцию (ее берут на себя клеевой слой и резиновые наполнители), а сами превращаются в дополнительную нагрузку для участков сечения ленты с большим напряжением.

Поэтому необходимость выравнивания напряжения по сечению ленты обусловлена не столько экономией материала, сколько необходимостью повышения долговечности и работоспособности конвейерных лент.

Обозначим действующий в данном сечении изгибающий момент через $M_{изг}$, а момент сопротивления — через W_z , тогда должно выполняться условие:

$$\frac{M_{изг}}{W_z} = \frac{M_{изг, \max}}{W_{z, \max}} = [\sigma] = const, \quad (1)$$

где $[\sigma]$ — допустимое напряжение растяжения (изгиба) на ленту, кг/см².

Отсюда следует, что в балках равного сопротивления изгибу моменты сопротивления сечений должны быть прямо пропорциональны изгибающим моментам:

$$\frac{M_{изг}}{M_{изг, \max}} = \frac{W_z}{W_{z, \max}}. \quad (2)$$

Различие между резинотканевыми и резинотросовыми конвейерными лентами состоит в конструктивном исполнении каркаса лент. Если каркас резинотканевых лент состоит из набора параллельно наложенных друг над другом прорезиненных прокладок, то каркас резинотросовых лент состоит из параллельных тросов, расположенных в ряд в горизонтальной плоскости. Поэтому балка равного сопротивления изгибу из резинотканевой ленты будет иметь дискретно изменяющуюся высоту и ширину, а балка из резинотросовой ленты будет иметь постоянную высоту и изменяющееся расстояние между тросами, что и обуславливает различие их технико-конструкторских решений.

Для балки равного сопротивления изгибу из сечения конвейерной ленты, используя теорему Д.И. Журавского, зависимость (1) представим как:

$$M_{изг, z} = \int_0^z q dz^2 = W_z \cdot [\sigma], \quad (3)$$

где q — интенсивность нагрузки на балке равного сопротивления изгибу, кг/м;

z — текущие значения абсциссы от конца балки равного сопротивления изгибу до рассматриваемого сечения, относительные единицы.

Представим интенсивность нагрузки ленточного конвейера через входящие в него параметры:

$$q = F_j \cdot \gamma \cdot 10^3, \text{ кг/м,}$$

где F_j — площадь поперечного сечения груза на балке, m^2 ;
 γ — насыпная плотность груза, t/m^3 .
 Тогда из уравнения (3) имеем момент сопротивления изгибу:

$$W_z = \int_0^z \int_0^z \frac{F_j \cdot \gamma \cdot 10^3 \cdot (dz)^2}{[\sigma]} = \frac{\gamma \cdot 10^3}{[\sigma]} \int_0^z F_j \cdot (dz)^2, m^3. \quad (4)$$

Итак, для рассматриваемого сечения балки момент сопротивления изгибу прямо пропорционален площади сечения груза F_j и квадрату расстояния z^2 , поскольку все другие параметры являются постоянными величинами.

Поэтому для ленточных конвейеров с лотковой формой ленты должна быть установлена оптимальная форма лотка, которую принимает груженная лента на межопорном пространстве, а затем разработаны такие технические решения, которые позволили бы сохранить эту форму и ее размеры на роликоопорах, поскольку боковое сжатие и расслабление материала происходит из-за изменения формы и размеров его поперечного сечения на ленте. Следовательно, для выполнения данной задачи необходимо соблюдение следующих исходных требований [3]:

- поверхность материала на ленте принимает, согласно теории взаимности, форму экспоненты как оптимальную, и только по краям, у самых бортов ленты она принимает линейную форму;

- на поверхности груза в точке сопряжения экспоненты с прямой синус угла откоса материала по построению равен: $\sin \rho = 0,62$, то есть угол $\rho = 38^\circ$.

Следовательно, угол наклона α бокового ролика роликоопоры необходимо принять равным ρ . Тогда сечение груза на ленте будет состоять из двух равновеликих фигур. Такой же желоб должны иметь натяжные и разгрузочные барабаны.

Построение сечения материала на ленте

Проведем оси координат по осям симметрии сечения материала с началом координат в точке O пересечения осей симметрии. Поскольку в оптимальной экспоненциальной кривой параметр распределения $\lambda_0 = 0,62$, а дополнение его до единицы $\alpha = 0,38$ является интервалом по оси x [1], участок по оси x от O до точки сопряжения экспоненты с прямой разделим на пять равных частей. При этом длину одного участка

примем равной $\frac{1}{6} \cdot \ell$ — длины центрального ролика.

Тогда ординату площади поперечного сечения материала на ленте y_j можно определить как:

$$y_j = \sum_{j=1}^{j-1} 0,62 \cdot 0,38^{j-1}, \quad (5)$$

где j — количество участков (единичных показателей качества).

Приняв обозначение $j - 1 = x$, по известной формуле (6) определим кратность длины дуги по поверхности материала S_k к ее абсциссе в относительных единицах:

$$S_k = \int_0^x \sqrt{1+y_j^2} dx = \int_0^x \sqrt{1 + \sum_0^x (0,62 \cdot \ell n 0,38 \cdot 0,38^x)^2} \cdot dx = 1,147. \quad (6)$$

Из уравнения (4), подставляя текущее значение площади сечения груза из (3), имеем:

- для плоской ленты:

$$F_{пл} = 2 \int_0^l \int_0^{y_{cp}} l \cdot S_k \cdot dx \cdot dy; \quad (7)$$

- для желобчатой ленты:

$$F_{жел} = 4 \int_0^l \int_0^{y_{cp}} l \cdot S_k \cdot dx \cdot dy. \quad (8)$$

При использовании сечения резинокросовой ленты как балки равного сопротивления изгибу оказывается, что работают с полным допустимым напряжением только 44 троса, остальные, практически воспринимая только малую часть общей нагрузки, сами становятся дополнительной нагрузкой (мертвым грузом) и являются причиной выдергивания тросов и продавливания нижней обкладки ленты на разгрузочном и приводном барабанах и на ближайших роликоопорах.

Анализ расчетных данных выявляет для ленточных конвейеров с плоской и с желобчатой лентами следующие показатели:

- из уравнения (5) при $j = 1$ $y_{cp} = 0,62$;

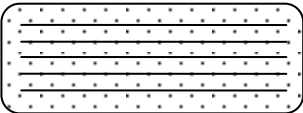
- основная часть нагрузки (75 %) приходится на центральный ролик;

- для ленты шириной $B = 1200$ мм площадь сечения груза на плоской ленте (7) составляет $F_{пл} = 0,114 m^2$, а на желобчатой (8) $F_{жел} = 0,228 m^2$.

Сравнительная оценка новой техники (изделия) по техническому уровню осуществляется методом комплексной оценки одновременно по многим показателям, расположенным в ряд по их значимости [4].

Результаты расчетов функционального критерия, единичных и комплексных показателей в физических и относительных единицах приведены в таблице.

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА КОНВЕЙЕРНЫХ ЛЕНТ ПО КОМПЛЕКСНОМУ ПОКАЗАТЕЛЮ

Тип ленты	Конструктивная схема конвейерных лент	Единичные показатели: отн. / отн. ед.					Функциональный критерий комплексный показатель
		надежности	стоимости	эффективности	экологичности	технологичности	
Резинотканевая		$\frac{0,7}{2 \cdot 0,62 \cdot 1,4}$	$\frac{1,4}{2 \cdot 0,236 \cdot 1,4}$	$\frac{1,4}{2 \cdot 0,089 \cdot 1,4}$	$\frac{1,4}{2 \cdot 0,034 \cdot 1,1}$	$\frac{1,4}{2 \cdot 0,013 \cdot 1,4}$	$\frac{2,0}{0,32}$

		$\frac{0,99}{1 \cdot 0,62 \cdot 1,0}$	$\frac{1,0}{1 \cdot 0,236 \cdot 1,0}$	$\frac{1,0}{1 \cdot 0,089 \cdot 1,0}$	$\frac{1,0}{1 \cdot 0,034 \cdot 1,0}$	$\frac{1,0}{1 \cdot 0,013 \cdot 1,0}$	$\frac{1,0}{0,145}$
Резинотросовая		$\frac{0,7}{1,45 \cdot 0,62 \cdot 1,4}$	$\frac{1,45}{1,45 \cdot 0,236 \cdot 1,45}$	$\frac{1,4}{1,45 \cdot 0,89 \cdot 1,4}$	$\frac{1,1}{1,45 \cdot 0,034 \cdot 1,1}$	$\frac{1,45}{1,45 \cdot 0,013 \cdot 1,45}$	$\frac{1,83}{0,266}$
		$\frac{0,99}{1,0 \cdot 0,62 \cdot 1,0}$	$\frac{1,0}{1,0 \cdot 0,236 \cdot 1,0}$	$\frac{1,0}{1,0 \cdot 0,089 \cdot 1,0}$	$\frac{1,0}{1,0 \cdot 0,034 \cdot 1,0}$	$\frac{1,0}{1,0 \cdot 0,013 \cdot 1,0}$	$\frac{1,0}{0,145}$

Резинотканевая конвейерная лента в режиме балки равного сопротивления изгибу превосходит по техническому уровню свой прежний режим работы в 2,0 раза, а резинотросовая лента — в 1,83 раза. При

этом энергоёмкость ленточных конвейеров снижается за счет уменьшения сопротивления движению грузовой ветви и уменьшения массы ленты в 1,45-1,5 раза, а пылевыведение — в 1,15-1,25 раза.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Акашев З.Т., Акашев А.З., Акашев Е.А. Методология поиска и реализации наукоемких продуктов / Свид-во о гос. регистр. объекта интелл. собственности. 2006. №310. 47 с.
2. Проектирование и конструирование транспортных машин и комплексов / Под ред. Штокмана И.Г. М.: Недра, 1983. 380 с.
3. Акашев З.Т., Малыбаев С.К., Акашев А.З. Поиск и реализация наукоемких продуктов в промышленности и транспорте. Караганда: Изд-во КарГТУ, 2006. 197 с.
4. Акашев З.Т. Методология совершенствования и выбора структур технологических процессов горнодобывающих предприятий // Тяжелое машиностроение. М., 2005. №12. С. 17-19.

УДК 539.3.534.1
С.К. АИМЕДИЕВ
П.Г. БЕЗКОРОВАЙНИЙ

Расчет собственных колебаний треугольных пластин на основе корректной конечно-разностной аппроксимации граничных условий

Собственные поперечные колебания тонких упругих пластин постоянной толщины описываются следующим дифференциальным уравнением [1]

$$\frac{\partial^4 W}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 W}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 W}{\partial y^4} - \beta^2 W = 0, \tag{1}$$

где $W = W(x, y)$ — функция прогибов.

$$\beta^2 = \frac{\omega^2 \cdot h \cdot \rho}{D_0}; \tag{2}$$

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}, \tag{3}$$

где ω — круговая частота собственных колебаний;
 h — толщина пластины.

$$\omega = \beta \sqrt{\frac{g \cdot D}{h \cdot \gamma}}, \tag{4}$$

где g — ускорение свободного падения;
 γ — объемный вес материала пластины.

В соответствии с теорией изгиба пластин уравнение (1) должно сопровождаться известными граничными условиями по кромкам пластин [1].

Геометрия рассматриваемой далее треугольной пластины определяется параметрами, показанными на рис. 1: a — основание пластины, α, β — углы наклона левой и правой кромок к основанию.

Введем следующие обозначения:

$$\begin{aligned} A &= \frac{\sin \alpha \cos \alpha}{\sin(\alpha + \beta)}; \\ B &= \frac{\sin \alpha \cos \beta}{\sin(\alpha + \beta)}; \\ C &= \frac{\sin \alpha \sin \beta}{\sin(\alpha + \beta)}; \\ U &= C^2 - AB = -\frac{\sin \alpha \sin \beta \cos(\alpha + \beta)}{\sin^2(\alpha + \beta)}. \end{aligned} \tag{5}$$

Уравнение (1) с соответствующими граничными условиями реализуем численным методом конечных разностей. Треугольные пластины наилучшим образом аппроксимируются сеткой из равносторонних треугольников, фрагмент которой приведен на рис. 2. Конечно-разностные операторы получены ранее [3].

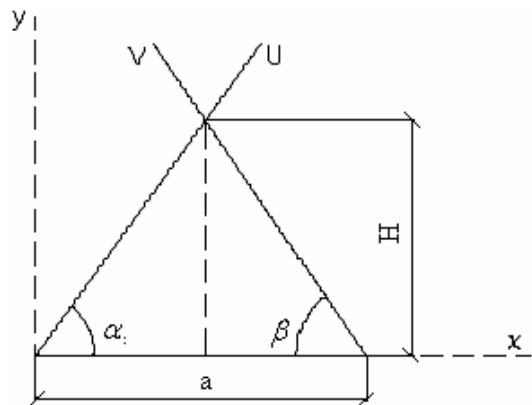


Рис. 1.