

УДК 621.867

А.П. Егоров**ВЛИЯНИЕ СКОРОСТИ ЛЕНТЫ НА РАСПРЕДЕЛЕННЫЕ СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ ТРУБЧАТОГО КОНВЕЙЕРА**

Описано влияние скорости движения ленты трубчатого конвейера на сопротивление движению ленты на единичной поддерживающей роликоопоре. Полученные результаты позволили оценить влияние скорости на общее сопротивление движению ленты трубчатого конвейера.

Ключевые слова: трубчатый конвейер, тяговый расчет, скорость.

Проанализируем влияние высоких скоростей ленты на распределенные силы сопротивления движению ленточного трубчатого конвейера. При расчете распределенных сил сопротивления движению воспользуемся подходом, согласно которому эти силы сопротивления движению определяются путем суммирования (интегрального) сил сопротивления движению, возникающих на отдельной роликоопоре. Сила сопротивления на отдельной роликоопоре состоит из составляющих: силы сопротивления от вращения роликов – $U_{ер}$, силы сопротивления от вдавливания роликов в ленту – $U_{во}$ и силы сопротивления от деформирования груза и ленты $U_{деф}$ [1]. В такой постановке для скоростей движения ленты до 3 м/с задача решена в работе [2].

При повышении скорости движения ленты основным фактором, влияющим на составляющие U_i , являются вертикальные ускорения $j_z(x)$, возникающие при движении ленты внутри пролета между кольцевыми роликоопорами. В данной работе задача о вертикальных ускорениях ленты с грузом между поддерживающими роликоопорами решена на ЭВМ методом итерации с учетом отрыва груза от ленты на определенном участке пролета. Для решения задачи использовалось уравнение прогиба ленты как балки [3], которое для случая стационарного движения преобразуем и запишем в виде

$$EJ_z \frac{d^4 z}{dx^4} - (S_o - \rho_z F_z v^2) \frac{d^2 z}{dx^2} = g \rho_z F_z + q_z \left(1 - \frac{v^2}{g} \frac{d^2 z}{dx^2} \right) h(x_1, x_2), \quad (1)$$

где z , x – продольная и вертикальная координаты; m ; t – время; E , J_z – модуль упругости и момент инерции ленты; S_o , v – натяжение и скорость ленты; ρ_z , F_z – плотность и площадь поперечного сечения ленты; q_z – погонный вес груза; $h(x)$ – интегральная импульсная функция, равная 1 при $x_1 \leq x \leq x_2$ и 0 при всех других значениях x ; x_1 , x_2 – точки отрыва и падения груза на ленту.

На рис. 1, а показано изменение рассчитанного вертикального прогиба ленты $z(x)$ в пролете между роликоопорами, а на рис. 1, б график изменения ускорения $j_z(x) = v^2 d^2 z / dx^2$, где $d^2 z / dx^2$ – вторая производная, полученная на основании двукратного дифференцирования графика $z(x)$.

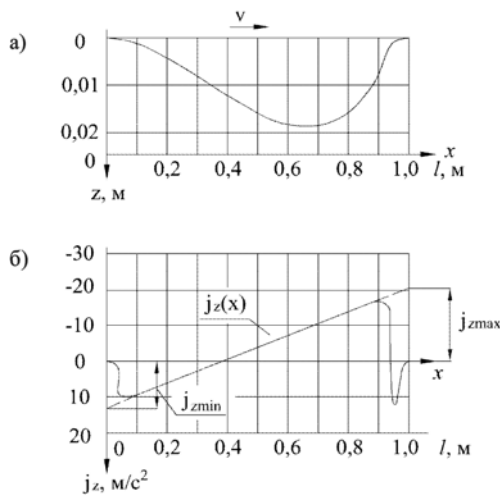


Рис. 1. График изменения вертикального прогиба ленты шириной $B = 2000$ мм (а) и ускорения (б) по длине пролета ($v = 8$ м/с, $S = 25$ кН, $\rho = 3500$ кг/м³)

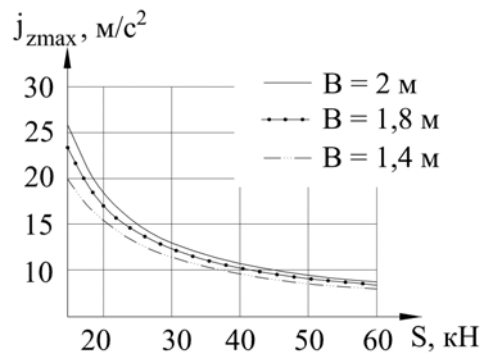


Рис. 2. График зависимости максимальных ускорений от натяжения ленты

На рис. 2 приведены графики зависимости амплитуд максимальных ускорений от натяжения для ленты шириной 2000 мм (1), 1800 мм (2) и 1600 мм (3). Для анализа полученные кривые описаны зависимостью вида

$$j_{z\max}(S) = \frac{C_{jz}}{S}, \text{ м/с}^2, \quad (2)$$

где C_{jz} – константа, зависящая от ширины и скорости ленты, ее модуля упругости, типа груза и пр.

Используя линейную аппроксимацию полученной при моделировании зависимости (рис. 1, б), запишем

$$j_z(x) = j_{z\max} \frac{a-x}{a-l'_p} = \frac{C_{jz}}{S} \cdot \frac{a-x}{a-l'_p}, \text{ м/с}^2, \quad (3)$$

где a – расстояние от левой роlikоопоры до точки, в которой $j_z(x) = 0$ (рис. 1, б).

Полученное выражение (3) для $j_z(x)$ позволяет оценить дополнительное влияние натяжения, скорости ленты, а также других параметров конвейера на составляющие силы сопротивления движению на единичной роlikоопоре U_p .

Составляющая общей силы сопротивления движению от вращения роlikов U_{ep} для скоростей движения ленты $v \leq 3$ м/с равна [1, 2]:

$$U_{ep} = (a + bv) + C_p \sum_{i=1}^{i=6} P_{cm_i} = A + C_p \sum_{i=1}^{i=6} P_{cm_i}, \text{ Н}, \quad (4)$$

где A – коэффициент, не зависящий от

нагрузки, Н; C_p – коэффициент радиальной нагрузки; $\sum_{i=1}^6 P_{cm_i}$ – сумма статических нагрузок, приходящихся на шесть роlikов опоры, Н.

К данным статическим нагрузкам необходимо прибавить динамические, распределенные по длине пролета нагрузки, определяемые дополнительным ускорением $j_z(x)$, действующим на парциальные массы:

$$\sum_{i=1}^{i=6} P_{dum_i} = k(q'_{z_i} + q'_{z_i}) \int_0^{l'_p} j_z(x) dx = k(q'_{z_i} + q'_{z_i}) \frac{C_{jz}}{S} \int_0^{l'_p} \frac{a-x}{a-l'_p} dx = k(q'_{z_i} + q'_{z_i}) \frac{C_{jz}}{S} \cdot \frac{(2a-l'_p)l'_p}{a-l'_p}, \text{ Н}, \quad (5)$$

где k – константа, учитывающая активное и пассивное состояние груза и углы наклона роликов в кольцевой опоре, g – ускорение свободного падения, q'_i , q'_p , q'_n – погонные массы груза, вращающихся частей роликов в роликоопоре, и ленты, приходящиеся на один ролик, Н/м.

Суммарная нагрузка на ролики опоры равна

$$P_{\Sigma} = \sum_{i=1}^6 P_{cm} + \sum_{i=1}^6 P_{дин} = B(q'_i + q'_{n_i})gl'_p + q'_{p_i}l'_pg + k(q'_i + q'_{n_i})\frac{C_{jz}}{S} \cdot \frac{(2a - l'_p)l'_p}{a - l'_p}, \text{ Н}, \quad (6)$$

и выражение (4) для силы сопротивления движению от вращения роликов запишем в виде

$$U_{сп} = A + D + C_p \sum_{i=1}^6 k(q'_i + q'_{n_i}) \left[gl'_p + \frac{C_{jz}}{S} \cdot \frac{(2a - l'_p)l'_p}{a - l'_p} \right] + 6q'_{p_i}l'_pg, \text{ Н}, \quad (7)$$

где D – коэффициент, учитывающий конструкцию ролика.

Таким образом, сила $U_{сп}$ при высоких скоростях движения ленты $v > 3,5$ м/с становится функцией натяжения.

Составляющая общей силы сопротивления движению от вдавливания роликов в нижнюю обкладку ленты при скорости $v \approx 3$ м/с равна (К. Джонкерс):

$$U_{вд} = f(\delta_n) \cdot \left(\frac{\delta_n}{E'_n \cdot D_p^2} \right)^{1/3} \cdot \sum_{i=1}^6 P_i \cdot \left(\frac{P_i}{l_{pi}} \right)^{1/3}, \text{ Н}, \quad (8)$$

где $f(\delta_n)$ – коэффициент, учитывающий реологические свойства ленты; δ_n – толщина нижней обкладки, м; E'_n – статический модуль упругости нижней обкладки ленты, Па; D_p – приведенный условный диаметр, м; l_{pi} – длина линии контакта ленты с роликом, м.

Сумма сил P_i , действующих на отдельные ролики опоры, равна согласно (5)

$P_i = k \cdot (q'_i + q'_{n_i}) \cdot g \cdot l'_p$. Сомножитель $(P_i/l_{pi})^{1/3}$ в выражении (8) является величиной постоянной, поскольку согласно работе [2] и нашим экспериментальным исследованиям на ЭВМ в пакете ANSYS длина линии контакта ленты с роликами l_{pi} пропорциональна нагрузке P_i , т.е. $(P_i/l_{pi})^{1/3} = \text{const} = r$. В этом случае

выражение для динамических составляющих $\sum_{i=1}^6 P_{дин}$ определится аналогично

выражению (6), но с другим коэффициентом – k' . Тогда для силы $U_{вд}$ имеем

$$U_{вд} = Qk'(q'_i + q'_{n_i}) \cdot \left[gl'_p + \frac{C_{jz}}{S} \cdot \frac{(2a - l'_p)l'_p}{a - l'_p} \right], \text{ Н}, \quad (9)$$

где $Q = f(\delta_n) \cdot r \cdot \left(\delta_n / E'_n D_p^2 \right)^{1/3}$.

Из формулы (9) следует, что составляющая от вдавливания роликов в нижнюю обкладку ленты при высоких скоростях движения также становится зависящей от натяжения.

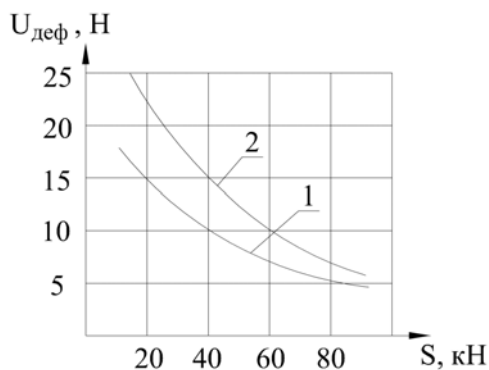


Рис. 3. График зависимости силы $U_{\text{деф}}$ от натяжения ленты при скорости: $v = 3$ м/с (1) и $v = 6$ м/с (2)

Составляющая от деформирования груза и ленты при высоких скоростях движения исследовалась на специальной цифровой модели, созданной в пакете прикладных программ ANSYS. Исследовались ленты шириной $B = 1600, 1800$ и 2000 мм при скоростях движения от 4 до 8 м/с.

На рис. 3 приведены графики зависимости силы $U_{\text{деф}}$ для трубчатого конвейера с лентой шириной $B = 1600$ мм и скоростью $v = 3$ м/с (1) [2] и $v = 6$ м/с (2).

Полученные при моделировании кривые аппроксимированы зависимостью вида

$$U_{\text{деф}} = \frac{C_{\text{деф}}(v)}{S^2}, \text{ Н}, \quad (10)$$

где $C_{\text{деф}}(v)$ – константа деформирования: для $v \cong 3$ м/с $C_{\text{деф}} = 6 \cdot 10^5 \text{ Н}^3$ [2], для $v \cong 6$ м/с $C_{\text{деф}} = 9,5 \cdot 10^5 \text{ Н}^3$.

Таким образом, при высоких скоростях движения ленты для трубчатого конвейера суммарная сила сопротивления движению ленты на единичной роликоопоре равна

$$U_p = U_{\text{ер}} + U_{\text{сд}} + U_{\text{деф}} = C_{\text{ер}1} + \frac{C_{\text{ер}2}}{S} + C_{\text{сд}1} + \frac{C_{\text{сд}2}}{S} + \frac{C_{\text{деф}}}{S^2} = M + \frac{N}{S} + \frac{C_{\text{деф}}}{S^2}, \quad (11)$$

где $M = C_{\text{ер}1} + C_{\text{сд}1}$, Н, $N = C_{\text{ер}2} + C_{\text{сд}2}$, Н^2 .

Выражение для силы U_p по формуле (12) существенно отличается от подобного выражения, полученного в работе [2]. В данном случае при значительных скоростях движения ленты от натяжения зависят все основные составляющие, возникающие при движении ленты по ставу.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шахмейстер Л.Г., Дмитриев В.Г. Теория и расчет ленточных конвейеров. – М.: Машиностроение, 1987. – 336.
2. Сергеева Н.В. Обоснование метода расчета распределенных сил сопротивления движению ленты на линейной части трубчатого конвейера для горных предприятий. Автореф. дисс. на соиск. ученой степени канд. техн. наук. Москва, МГГУ, 2009-24 с.
3. Панкратов С.А. Динамика машин для открытых горных и земляных работ. Изд. «Машиностроение», М., 1969, 447 с. **ГИАБ**

Коротко об авторе

Егоров А.П. - аспирант кафедры "Горная механика и транспорт",
Московский государственный горный университет,
Moscow State Mining University, Russia, ud@msmu.ru