

УДК 621.867.2

В.Г. Дмитриев, Н.В. Сергеева

МЕТОДИКА ТЯГОВОГО РАСЧЕТА ЛЕНТОЧНОГО ТРУБЧАТОГО КОНВЕЙЕРА

Описаны основные составляющие общей распределенной силы сопротивления движению ленты трубчатого конвейера. Изложена методика тягового расчета для прямолинейных трасс, в которой учтено значительное число влияющих факторов.

Ключевые слова: конвейер, трубчатый, расчет, тяговый, метод.

Тяговый расчет ленточного трубчатого конвейера выполняется известным «методом обхода по контуру» путем последовательного суммирования всех сопротивлений движению как распределенных, так и сосредоточенных; обход, как обычно, начинается с точки сбега ленты с приводного барабана.

Многие виды сосредоточенных сопротивлений (сопротивления в местах загрузки, на отклоняющих барабанах, на очистных устройствах и пр.) для трубчатого конвейера рассчитываются так же как и для ленточного конвейера традиционной конструкции. Их расчет приводится в литературе [1].

Возникающие на линейной части конвейера распределенные силы сопротивления движению для ленточного трубчатого конвейера (ЛТК) рассчитываются иначе, поскольку движение трубообразной ленты внутри кольцевых роликоопор существенно отличается от её движения по желобчатым роликоопорам.

За основу расчета распределенных сил сопротивления движению ленты трубчатого конвейера принят подход, основанный на изучении силы сопротивления на единичной роликоопоре с последующим интегрированием этой силы по длине конвейера [1].

Сила сопротивления движению на единичной роликоопоре U_p состоит из трех составляющих: силы сопротивления от вращения роликов – $U_{вр}$, силы сопротивления движению от вдавливания роликов в нижнюю обкладку ленты – $U_{вд}$ и силы сопротивления от деформирования груза и ленты – $U_{деф}$, т.е.

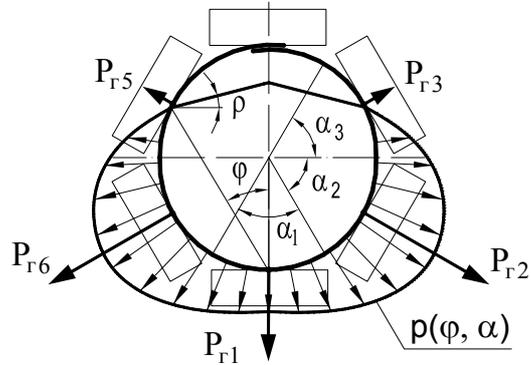
$$U_p = U_{вр} + U_{вд} + U_{деф}, H.$$

Для определения силы сопротивления движению от вращения роликов использованы результаты экспериментальных исследований, выполненных Г. Кваасом на отдельном ролике диаметром 159 мм. Формула для расчета силы сопротивления имеет вид

$$U_{вр} = (a + bv)\psi'(\theta) + C_p P + C_f F_o, H, \quad (1)$$

где P и F_o – радиальная и осевая нагрузки, H ; C_p и C_f – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок: $C_p = 16 \cdot 10^{-5}$, $C_f = 1,5 \cdot 10^{-5}$; $\psi'(\theta)$ – коэффициент

Рис. 1. К расчету сосредоточенных нагрузок на ролики от пассивного давления груза



температуры окружающей среды при вращении роликов; а и b – коэффициенты, учитывающие конструктивное исполнение узла уплотнения и количество смазки.

Ввиду малости коэффициента C_F осевая сила в дальнейших расчетах не учитывалась.

Опорная роликоопора ленточно-трубчатого конвейера состоит из шести роликов, образующих кольцо. На подшипники роликов действуют нагрузки от давления транспортируемого груза, веса вращающихся частей роликов, веса ленты и ее изгиба на роликоопоре. Нагрузки на каждый ролик от груза определены для случая его пассивного и активного состояния. Давление от груза по поперечному сечению ленты (рис. 1) распределено следующим образом (В.М. Гушин)

$$p'(\varphi, \alpha) = R \cdot \rho \cdot g \int C(\alpha) d\alpha, \text{ Па,}$$

где функция $C(\alpha) = (\cos 2\varphi + \cos \alpha) \cdot (\cos^2 \alpha + \frac{\sin^2 \alpha}{m})$ для пассивного давления и

$C(\alpha) = (\cos 2\varphi + \cos \alpha) \cdot (\cos^2 \alpha + m \cdot \sin^2 \alpha)$ для активного давления; φ – угол, характеризующий степень заполнения поперечного сечения ленты; m – коэффициент подвижности груза; α – текущий угол наклона рассматриваемой площадки к горизонтали; ρ – насыпная плотность груза, кг/м^3 ; R – радиус трубообразной ленты, м.

Каждое давление действует примерно на половине пролета l'_p , поэтому удельные распределенные нагрузки равны

$$p_{\text{пас}}(\alpha) = p'_{\text{пас}} \frac{l'_p}{2} = \frac{1}{2} R g \rho l'_p \int C_{\text{пас}}(\alpha) d\alpha, \text{ Н/м;}$$

$$p_{\text{акт}}(\alpha) = p'_{\text{акт}} \frac{l'_p}{2} = \frac{1}{2} R g \rho l'_p \int C_{\text{акт}}(\alpha) d\alpha, \text{ Н/м.}$$

Суммарная удельная нагрузка

$$p_{\Sigma}(\alpha) = p_{\text{пас}}(\alpha) + p_{\text{акт}}(\alpha) = \frac{1}{2} R g \rho l'_p \int (C_{\text{пас}}(\alpha) + C_{\text{акт}}(\alpha)) d\alpha, \text{ Н/м,}$$

и эквивалентная сосредоточенная нагрузка, действующая на ролик от груза в пределах угла $\Delta\alpha$ (или на участке ленты по её ширине $\Delta b = R\Delta\alpha$) равна (рис. 1):

на нижний ролик

$$P_{r1} = 2 \frac{\pi}{6} R^2 \rho g \frac{l'_p}{2} \int_0^{\pi/6} (C_{\text{пас}}(\alpha) + C_{\text{акт}}(\alpha)) d\alpha, \text{ Н;}$$

на боковые нижние ролики

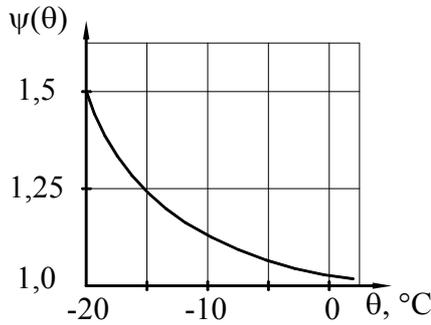


Рис. 2. График изменения коэффициента $\psi(\theta)$ от температуры

$$P_{r2} = P_{r6} = \frac{\pi}{3} R^2 \rho g \frac{l'_p}{2} \int_{\pi/6}^{\pi/2} (C_{\text{пас}}(\alpha) + C_{\text{акт}}(\alpha)) d\alpha, \text{ Н;} \quad (3)$$

на боковые верхние ролики

$$P_{r3} = P_{r5} = \frac{\pi}{3} R^2 \rho g \frac{l'_p}{2} \int_{\pi/2}^{5\pi/2} (C_{\text{пас}}(\alpha) + C_{\text{акт}}(\alpha)) d\alpha, \text{ Н.}$$

С учетом указанных выше дополнительных сил получим выражения для суммарных сосредоточенных сил $P_{\Sigma i}$, действующих на ролики:

$$P_{\Sigma 1} = P_{r1} + G'_p + P_{\text{изг}} + \frac{q_l}{B} \cdot \frac{B'}{6} \cdot l'_p, \text{ Н;}$$

$$P_{\Sigma 2} = P_{\Sigma 6} = P_{r2} + \frac{1}{2} G'_p + P_{\text{изг}} + \frac{q_l}{B} \cdot \frac{B'}{6} \cdot l'_p \cdot \frac{1}{2}, \text{ Н;}$$

$$P_{\Sigma 3} = P_{\Sigma 5} = P_{r3} + \frac{1}{2} G'_p - P_{\text{изг}} - \frac{q_l}{B} \cdot \frac{B'}{6} \cdot l'_p \cdot \frac{1}{2}, \text{ Н;} \quad P_{\Sigma 4} = G'_p - P_{\text{изг}} + \frac{q_l}{B} \cdot \frac{B'}{6} \cdot l'_p, \text{ Н,} \quad (4)$$

где $B' = B - \Delta$; Δ – величина нахлеста одного края ленты на другой, мм; G'_p – вес вращающихся частей роликов, Н; q_l – погонный вес ленты, Н/м; $P_{\text{изг}}$ – усилие, действующее на ролик при изгибе ленты, Н.

Максимальная нагрузка, действующая на нижний ролик – $P_{\Sigma 1}$, может быть использована для выбора типа подшипников.

В соответствии с формулой (1) суммарная сила сопротивления движению от вращения шести роликов равна

$$U_{\text{вр}} = U_{p1} + 2U_{p2,6} + 2U_{p3,5} + U_{p4} = \left[6(a + bv) + 1,6 \cdot 10^{-4} \left(\sum_{i=1}^{i=6} P_{\Sigma i} \right) \right] \frac{0,159}{D_p} \psi(\theta), \text{ Н,} \quad (5)$$

где $\psi(\theta)$ – усредненный температурный коэффициент, который для современных роликов рекомендуется принимать в соответствии с графиком рис. 2; D_p – диаметр роликов, используемых в роликоопоре, м.

При определении силы сопротивления движению от вдавливания роликов в нижнюю обкладку ленты $U_{\text{вд}}$ и анализа влияния на нее различных факторов использована формула, полученная К. Джонкерсом для отдельного ролика:

$$U_{\text{вд}} = f(\delta_c) \cdot \left(\frac{\delta_n}{E_n D^2 l_p} \right)^{1/3} \cdot P_{p\Sigma}^{4/3}, \text{ Н,} \quad (6)$$

где $P_{p\Sigma}$ – суммарная сосредоточенная нагрузка на ролик, Н; $f(\delta_c)$ – коэффициент, учитывающий реологические свойства ленты; l_p – длина линии контакта ленты с роликом (рис. 3, а), м; E_n и δ_n – модуль упругости (Па) и толщина нижней обкладки ленты, м; D^{-1} – некоторая условная кривизна, равная

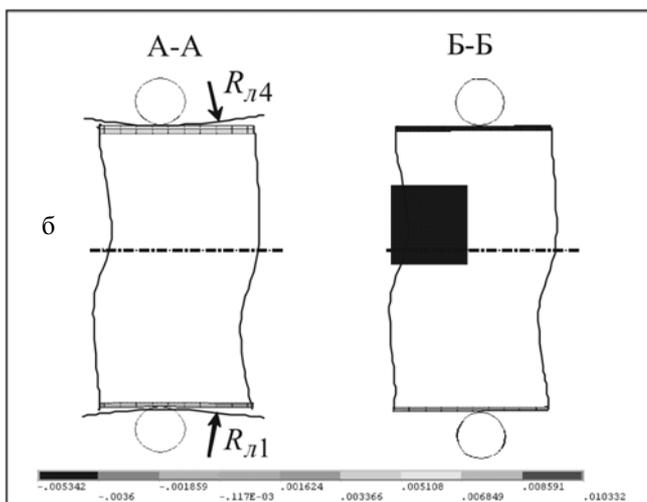
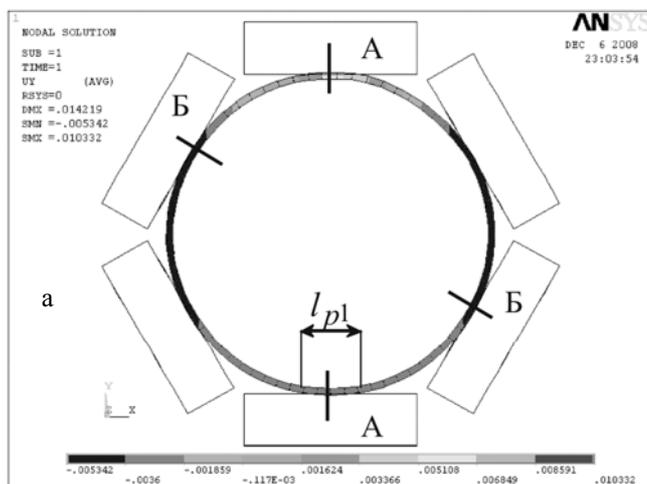


Рис. 3. Сечения трубообразной ленты шириной $B=1200$ мм в поперечном (а) и продольном (б) направлениях

контакта l_{pi} с каждым роликом, а также радиусы кривизны ленты вблизи каждого ролика $R_{ли}$. Выполненные замеры радиусов кривизны при варьировании параметров ЛТК для лент шириной $B = 800, 1000$ и 1200 мм показали, что из-за большой цилиндрической жесткости ленты их значения колеблются в пределах от $1,05$ м до $2,2$ м. В этом случае для приведенного диаметра, равного на основании выражения (7)

$$D = D_p \cdot \frac{2R_{л}}{2R_{л} - D_p}, \text{ м,}$$

$$\frac{1}{D} = \frac{1}{D_p} - \frac{1}{2R_{л}}, \text{ м}^{-1}, \quad (7)$$

где D_p – диаметр ролика, м; $R_{л}$ – радиус кривизны ленты вблизи ролика, м (рис. 3, б).

Для определения силы $U_{вд}$ по формуле (6) необходимо (кроме прочего) располагать величинами: l_p – длиной линии контакта ленты с образующей обечайки ролика и $R_{л}$ – радиусом кривизны ленты вблизи ролика, причем вычислять эти величины необходимо одновременно для всех шести роликов. Аналитическое определение этих величин крайне затруднительно, поэтому в работе данные величины определялись экспериментально на разработанной цифровой модели [2].

На рис. 3 приведены результаты моделирования, полученные для ленты шириной 1200 мм. По полученному при моделировании деформированному состоянию ленты были определены длины ее линий

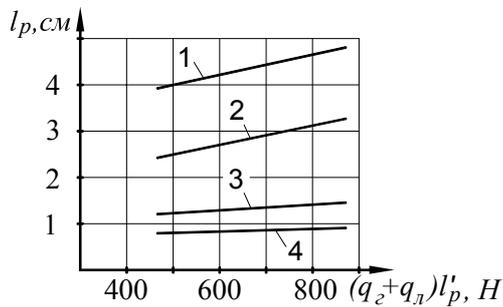


Рис. 4. Зависимость длины контакта ленты с роликом l_{pi} от нагрузки:

1 - l_{p1} , 2 - $l_{p2} = l_{p6}$, 3 - $l_{p3} = l_{p5}$, 4 - l_{p4}
($B = 800$ мм, $D_{mp} \cong 220$ мм)

получены значения $D = (1,05 \div 1,1) \cdot D_p$, что позволяет принять в дальнейших расчетах приведенный диаметр D равным диаметру ролика D_p . Длина

линий контактов ленты с роликами l_{pi} во многом зависит от нагрузки на ролики и поперечного модуля упругости ленты E_x , который, в свою очередь, зависит от продольного модуля упругости E_z . На рис. 4 в качестве примера приведен график зависимости длины линии контакта ленты с роликом от степени загрузки конвейера. Как видно из графика, при изменении нагрузки в 1,5 раза длина линий контактов l_{pi} изменилась примерно в 1,2÷1,3 раза.

Аналогичные графики получены для ленты шириной $B = 1000$ мм ($D_{тр} \cong 280$ мм) и 1200 мм ($D_{тр} \cong 350$ мм).

При вычислении силы $P_{p\Sigma}$ в формуле (6) распределенные нагрузки от груза и ленты необходимо заменить сосредоточенными нагрузками в соответствии с формулами (3) и (4) и исключить величину G'_p . Статический модуль упругости E_n для нижней обкладки резиноканевой ленты принимался равным $3,0 \cdot 10^7$ Па при температуре $\theta = 20^\circ\text{C}$.

С учетом влияния температуры окружающей среды скорректирована формула (6), которая и использовалась в дальнейших расчетах:

$$U_{вд}(\theta) = f(\delta_c) \cdot \left(\frac{\delta_n}{E_n \cdot D_p^2 \cdot l_{pi}} \right)^{1/3} \cdot \sum_{i=1}^6 P_{p\Sigma_i}^{4/3} \cdot \varphi(\theta), \text{ Н}, \quad (8)$$

где $P_{p\Sigma_i}$ – суммарные нагрузки на отдельные ролики, определяемые по формуле (3) без учета силы G'_p , Н; $\varphi(\theta)$ – коэффициент, учитывающий влияние температуры на силу сопротивления от вдавливания роликов в ленту; его значения приведены в табл. 1.

Лежащий на ленте груз, двигаясь внутри кольцевых роликоопор, находится последовательно в активной и пассивной фазах, и этот переход сопровождается рассеянием энергии, эквивалентной некоторой силе сопротивления движению

Таблица 1

Значения коэффициента $\varphi(\theta)$

| | | | | | |
|--------------------------------|------|------|-----|------|------|
| Температура θ , °C | -20 | 0 | 20 | 30 | 40 |
| Коэффициент, $\varphi(\theta)$ | 0,94 | 0,96 | 1,0 | 1,02 | 1,04 |

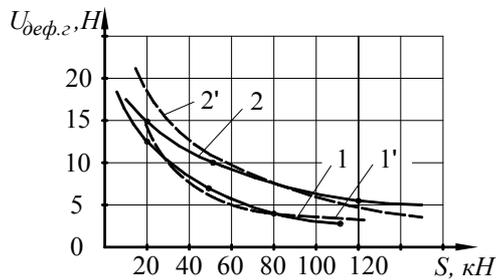


Рис. 5. Экспериментальные (1, 2) и аппроксимирующие (1', 2') зависимости силы сопротивления $U_{\text{деф.г.}}$ от натяжения S : 1 – $B = 800$ мм, 2 – $B = 1200$ мм; степень заполнения сечения – 75%, насыпная плотность груза 2500 кг/м^3

где $p(x, y)$ – давление груза на ленту в пассивной фазе; $\delta(x, y)$ – деформации трубообразной ленты; $s(x, y)$ – часть поверхности ленты в пролете между роlikоопорами, находящейся под пассивным давлением; x и y продольная и поперечная координаты.

Сила сопротивления от деформирования груза определялась по формуле

$$U_{\text{деф.г.}} = \xi \cdot \frac{A}{l'_p}, \text{ Н}, \quad (10)$$

где A – работа, совершаемая приводом по преодолению пассивного давления груза, Нм; l'_p – расстояние между роlikоопорами, м; ξ – коэффициент относительных потерь при деформировании груза.

Коэффициент относительных потерь зависит от физико-механических свойств груза и на основании анализа экспериментально полученных петель гистерезиса (В.П. Дунаев) он равен: для песка $\xi = 0,8 \div 0,85$, для глины – $0,7 \div 0,75$.

Нахождение величины работы в соответствии с формулой (9) и величины $U_{\text{деф.г.}}$ осуществлялось на ЭВМ автоматически по специально разработанному алгоритму.

На рис. 5 приведены зависимости силы сопротивления $U_{\text{деф.г.}}$ от натяжения S для лент шириной $B = 800$ мм ($D_{\text{пр}} \cong 220$ мм) и 1200 мм ($D_{\text{пр}} \cong 350$ мм).

Для аппроксимации предложена формула

$$U_{\text{деф.г.}} = \frac{C_{\text{деф}}}{S}, \text{ Н}, \quad (11)$$

где $C_{\text{деф}}$ – константа, зависящая от диаметра трубообразной ленты, насыпной плотности груза, его подвижности, скорости ленты и пр., Н^2 .

от деформирования груза – $U_{\text{деф.г.}}$.

При определении силы $U_{\text{деф.г.}}$ использовалась специально разработанная цифровая модель пролета. Первоначально на модели задавались активные и пассивные нагрузки от груза в узловых точках конечно-элементной модели ленты.

По полученным в этих точках величинам деформаций $\delta_i(x, y)$ для всей области пассивного давления вычислялась работа A , затем и сила $U_{\text{деф.г.}}$.

Работа по деформированию насыпного груза равна

$$A = \int_{s(x,y)} \int p(x, y) \cdot \delta(x, y) dx dy, \quad (9)$$

Данная аппроксимация дает удовлетворительный результат для лент шириной 800, 1000 и 1200 мм. Для более широких лент рекомендуется другая аппроксимирующая зависимость

$$U_{\text{деф.г}} = \frac{C''_{\text{деф}}}{S^2}, \quad (12)$$

где $C''_{\text{деф}}$ – константа деформирования для $B \leq 1200$ мм, Н^3 .

Силу сопротивления от деформирования груза $U_{\text{деф.г}}$ необходимо увеличить на 3÷5% для учета сопротивления от деформирования ленты $U_{\text{деф.л}}$. В этом случае

$$U_{\text{деф}} = 1,03 \frac{C'_{\text{деф}}}{S} = \frac{C_{\text{деф}}}{S}, \quad \text{Н}, \quad (13)$$

где $C_{\text{деф}} = 1,03 C'_{\text{деф}}$, – коэффициент, учитывающий потери энергии при деформировании груза и ленты. Так для ленты шириной $B = 800$ мм $C'_{\text{деф}} = 3 \cdot 10^5 \text{ Н}^2$, для $B = 1000$ мм $C'_{\text{деф}} = 4,5 \cdot 10^5 \text{ Н}^2$, для $B = 1200$ мм $C'_{\text{деф}} = 6 \cdot 10^5 \text{ Н}^2$.

Аналитическое выражение для силы сопротивления от деформирования груза и ленты, определяемое по формуле (13), используем далее при разработке математической модели, описывающей изменение натяжения по длине конвейера. На основании полученных аналитических зависимостей для отдельных составляющих запишем общее выражение для суммарной силы сопротивления движению на единичной роликоопоре грузовой ветви конвейера, установленного под углом β к горизонту

$$U_p = (U_{\text{вр}} + U_{\text{вд}}) \cdot \cos \beta + \frac{C_{\text{деф}}}{S} \cos \beta + (q_r + q_l) \cdot l'_p \sin \beta,$$

а затем для распределенной силы сопротивления движению

$$u_p = (u_{\text{вр}} + u_{\text{вд}}) \cos \beta + \frac{c_{\text{деф}}}{S} \cos \beta + (q_r + q_l) \sin \beta = C_1 + \frac{C_2}{S}, \quad \text{Н/м}, \quad (14)$$

где q_r , – погонный вес груза, Н/м ;

$$\begin{aligned} C_1 &= (u_{\text{вр}} + u_{\text{вд}}) \cos \beta + (q_r + q_l) \sin \beta = \\ &= \left[6(a + bv) + 1,6 \cdot 10^{-4} \left(\sum_{i=1}^6 p_{\Sigma_i} \right) \right] \cdot \frac{0,159}{D_p} \psi(\theta) + \\ &+ f(\delta_c) \cdot \left(\frac{\delta_n}{E_n \cdot D_p^2 \cdot l_{p_i}} \right)^{1/3} \cdot \sum_{i=1}^6 p_{\Sigma_i}^{4/3} \cdot \varphi(\theta) + (q_r + q_l) \sin \beta, \quad \text{Н/м}; \end{aligned} \quad (15)$$

$$C_2 = \frac{c_{\text{деф}}}{S} \cos \beta, \quad \text{Н/м}, \quad (16)$$

В выражениях (15) и (16)

$$c_{\text{деф}} = C_{\text{деф}} / l'_p, \quad p_{\Sigma_i} = P_{\Sigma_i} / l'_p, \quad u_{\text{вр}} = U_{\text{вр}} / l'_p, \quad u_{\text{вд}} = U_{\text{вд}} / l'_p.$$

Для грузовой ветви конвейера, установленного под углом β к горизонту, с использованием выражения (14) для приращения натяжения на участке длиной dx имеем:

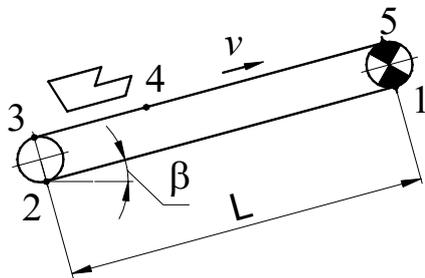


Рис. 6. Трасса ленточного трубчатого конвейера

$$dS = U_p dx = \left(C_1 + \frac{C_2}{S} \right) dx, \text{ Н}, \quad (17)$$

откуда получаем следующее дифференциальное уравнение

$$\frac{dS}{dx} = C_1 + \frac{C_2}{S}, \text{ Н/м}. \quad (18)$$

Решение уравнения (17) при начальном условии $S(0) = S_0$ и длине конвейера L имеет вид

$$S(L) = S_0 + C_1 \cdot L + \frac{C_2}{C_1} \cdot \ln \left(1 + \frac{C_1 \cdot L}{S_0} \right), \text{ Н}. \quad (19)$$

Это решение использовано в дальнейшем при разработке методики тягового расчета ленточного трубчатого конвейера.

Далее рассмотрим применение полученных результатов при тяговом расчете ЛТК. Отметим, что полученные выше результаты справедливы для лент шириной до 1200 мм и их скорости до 3 м/с.

Исходными данными для тягового расчета ЛТК являются: конфигурация трассы, угол установки конвейера – β , производительность конвейера Q (т/ч), диаметр трубообразной ленты – $D_{тр}$ (м) и скорость ее движения – v (м/с), насыпная плотность груза – ρ (кг/м³) и коэффициент подвижности – τ , тип ленты, диаметры и веса вращающихся частей роlikоопор на грузовой и порожней ветвях – D'_p, D''_p (м), G'_p, G''_p (Н), расстояние между роlikоопорами грузовой и порожней ветвей l'_p, l''_p (м), модуль упругости нижней обкладки ленты – E_n (Па), тип подшипников в роliках, температура окружающей среды, тяговый фактор привода – $e^{\mu\alpha}$ и др.

Метод расчета рассмотрим на примере ЛТК с трассой, изображенной на рис. 6 с указанием характерных точек.

Первоначально выполним ориентировочный тяговый расчет ЛТК методом обхода по контуру с использованием общего коэффициента сопротивления движению $w' = 0,04$. Находим сопротивления движению на грузовой и порожней ветвях

$$W_r = [(q_r + q_l + q'_p) \cos \beta \cdot w' + (q_r + q_l) \sin \beta] \cdot L, \text{ Н},$$

$$W_n = [(q_n + q''_p) \cos \beta \cdot w' - q_n \sin \beta] \cdot L, \text{ Н},$$

где q'_p, q''_p – погонные веса роliков на грузовой и порожней ветвях, Н/м.

С учетом сопротивления в месте загрузки $W_{зар}$ имеем

$$W_0 \cong W_r + W_n + W_{зар},$$

и тогда натяжение S_1 равно

$$S_1 = S_{сб} = W_0 \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}.$$

Далее выполним расчет распределенного сопротивления движению ленты на порожней ветви W_{Π} . Если лента на порожней ветви имеет также трубообразную форму, и груз по ней не транспортируется, то можно принять $U_{\text{деф}} \cong 0$ и тогда

$$U_p \cong U_{\text{вр}} + U_{\text{вд}}, \text{ Н,}$$

и расчет сопротивления движению W_{Π} выполним по формуле

$$W_{\Pi}(L) = \left[(u_{\text{вр}} \cdot \psi(\theta) + u_{\text{вд}} \cdot \varphi(\theta)) \cdot \cos \beta - q_{\text{л}} \sin \beta \right] \cdot L, \text{ Н,} \quad (20)$$

где $u_{\text{вр}}$, $u_{\text{вд}}$ – распределенные силы сопротивления движению от вращения роликов и их вдавливания в нижнюю обкладку ленты, возникающие на единичной роликоопоре порожней ветви, Н/м.

Сила сопротивления $u_{\text{вр}}$ определяется по формуле:

$$u_{\text{вр}} = \left[\frac{6(a + bv)}{l_p''} + 16 \cdot 10^{-5} \left(\sum_{i=1}^6 p_{\text{pi}} \right) \right] \cdot \psi(\theta) \cdot \frac{0,159}{D_{\text{рп}}}, \text{ Н/м,} \quad (21)$$

где распределенные силы $p_{\text{п1}} \div p_{\text{п6}}$ вычисляются по формулам:

$$\begin{aligned} p_{\text{п1}} &= q_p'' + p_{\text{изг}} + \frac{q_{\text{л}}}{B} \cdot \frac{B'}{6} \text{ Н/м,} & p_{\text{п2}} = p_{\text{п6}} &= \frac{1}{2} q_p'' + p_{\text{изг}} + \frac{q_{\text{л}}}{B} \cdot \frac{B'}{6} \cdot \frac{1}{2}, \text{ Н/м,} \\ p_{\text{п3}} = p_{\text{п5}} &= \frac{1}{2} q_p'' - p_{\text{изг}} - \frac{q_{\text{л}}}{B} \cdot \frac{B'}{6} \cdot \cos \frac{\pi}{3}, \text{ Н/м,} & p_{\text{п4}} &= q_p'' - p_{\text{изг}} + \frac{q_{\text{л}}}{B} \cdot \frac{B'}{6}, \text{ Н/м,} \end{aligned} \quad (22)$$

где $q_p'' = G_p''/l_p''$ – погонная нагрузка от веса вращающихся частей одного ролика порожней ветви, Н/м; $p_{\text{изг}}$ – распределенная сила от изгиба ленты на роликоопоре, Н/м; l_p'' – расстояние между роликооперами на порожней ветви, м; $D_{\text{рп}}$ – диаметр роликов в опоре порожней ветви, м.

Значения констант a и b приведены в табл. 2, а температурные коэффициенты $\psi(\theta)$ и $\varphi(\theta)$ принимаются из табл. 3.

Распределенную силу сопротивления движению от вдавливания роликов в ленту на порожней ветви рассчитываем по формуле

$$u_{\text{вд}} = 1,14 \cdot \left(\frac{\delta_{\text{н}}}{E_{\text{н}} D_{\text{рп}}^2 l_{\text{pi}_n}} \right)^{1/3} \sum_{i=1}^6 p_{\text{pi}_n}^{4/3}, \text{ Н/м,} \quad (23)$$

где l_{pi_n} – длина линии контакта ленты с i -ым роликом в опоре порожней ветви, м. Они принимаются по данным табл. 4 (рис. 7).

Силы p_{pi_n} получаем по формулам (22), но при $q_p'' = 0$.

После определения распределенной силы сопротивления движению на порожней ветви W_{Π} , находим натяжение в точках 2-4 порожней ветви

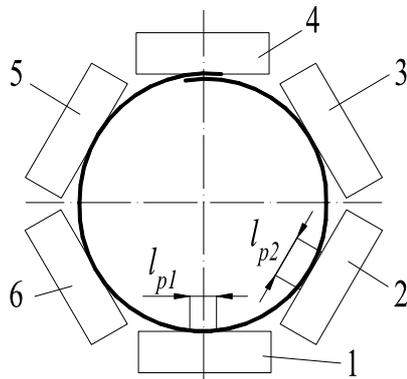


Рис. 7. Длины линии контакта ленты с роликами

Таблица 2

Значения коэффициентов a, b

| Подшипник | $a, Н$ | $b, Нс/м$ |
|-----------|----------------|----------------|
| № 204 | $0,6 \div 1,1$ | $0,2 \div 0,8$ |
| № 205 | $0,6 \div 0,7$ | 0,2 |
| № 304 | 1,3 | 0,2 |

Таблица 3

Значения коэффициентов $\psi(\theta)$ и $\varphi(\theta)$

| Температура $\theta, ^\circ C$ | -30 | -20 | 0 | 20 | 30 | 40 |
|--------------------------------|------|------|------|-----|------|------|
| Коэффициент $\psi(\theta)$ | 2 | 1,5 | 1,1 | 1,0 | 1 | 1 |
| Коэффициент $\varphi(\theta)$ | 0,91 | 0,94 | 0,96 | 1,0 | 1,02 | 1,04 |

Таблица 4

Длина линии контакта ленты с роликами порожней ветви

| Длина контакта, м | $B = 800$ мм | $B = 1000$ мм | $B = 1200$ мм |
|--------------------------|-----------------|------------------|------------------|
| $l_{p1_n}, м$ | 0,03 | 0,04 | 0,04 |
| $l_{p2_n} = l_{p6_n}, м$ | 0,03 | 0,035 | 0,04 |
| $l_{p3_n} = l_{p5_n}, м$ | 0,025 | 0,03 | 0,03 |
| $l_{p4_n}, м$ | 0,01 | 0,01 | 0,01 |

ничной роликоопоре грузовой ветви, рассчитывается по формуле:

$$u_{вр} = \left[\frac{6(a + bv)}{l'_p} + 1,6 \cdot 10^{-4} \cdot \sum_{i=1}^6 p_{\Sigma r} \right] \cdot \frac{0,159}{D_{pr}} \cdot \psi(\theta), \text{ Н/м},$$

где распределенные силы p_{ir} равны $P_{\Sigma i} / l'_p$, а силы $P_{\Sigma i}$ определяются по формулам (4).

Распределенная сила сопротивления движению от вдавливания роликов в нижнюю обкладку ленты на грузовой ветви определяется по формуле

$$u_{вд} = 1,14 \cdot \left(\frac{\delta_n}{E_n D_{pr}^2 l_{pi_r}} \right)^{1/3} \cdot \sum_{i=1}^6 p_{pi_r}^{4/3}, \text{ Н/м}, \quad (24)$$

где все перечисленные в формуле (24) величины относятся к грузовой ветви. Длина линии контакта ленты с образующей ролика грузовой ветви l_{pi_r} принимается в соответствии с данными табл. 5, распределенные силы p_{pi_r} равны $P_{\Sigma i} / l'_p$, а силы $P_{\Sigma i}$ определяются по формуле (3) при $q'_p = 0$.

$$S_2 = S_0 + W_{пр}, \text{ Н},$$

$$S_3 = kS_2 \cong 1,05S_2, \text{ Н},$$

$$S_4 = S_3 + W_{зар}, \text{ Н},$$

где $W_{зар}$ – сопротивление в месте загрузки, определяемое конструкцией загрузочного устройства, Н.

Затем рассчитываем распределенную силу сопротивления движению ленты на грузовой ветви с использованием формулы (19):

$$W_r = C_1 L + \frac{C_2}{C_1} \ln \left(1 + \frac{C_1 L}{S_4} \right), \text{ Н},$$

где C_1 и C_2 – константы, определяемые по (15) и (16). Знак (+) принимается при движении грузовой ветви вверх, а знак (–) при движении вниз.

Распределенная сила сопротивления движению ленты от вращения роликов на грузовой ветви $u_{вр}$, возникающая на еди-

Таблица 5
**Длина линии контакта ленты с роликами
 грузовой ветви**

| Длина кон- такта, м | B = 800 мм | B = 1000 мм | B = 1200 мм |
|---------------------------|---------------|----------------|----------------|
| l_{p1_n} , м | 0,04 | 0,05 | 0,055 |
| $l_{p2_n} = l_{p6_n}$, м | 0,045 | 0,045 | 0,05 |
| $l_{p3_n} = l_{p5_n}$, м | 0,025 | 0,03 | 0,035 |
| l_{p4_n} , м | 0,01 | 0,01 | 0,01 |

Таблица 6
Значения константы $C_{\text{деф}}$

| Ширина лен- ты, мм | $C_{\text{деф}}$ при $T = 0,3, \text{ Н}^2$ | $C_{\text{деф}}$ при $T = 0,15, \text{ Н}^2$ |
|-----------------------|--|---|
| 800 | $3 \cdot 10^5$ | $3,5 \cdot 10^5$ |
| 1000 | $4,2 \cdot 10^5$ | $4,8 \cdot 10^5$ |
| 1200 | $6 \cdot 10^5$ | $6,9 \cdot 10^5$ |

и мощность привода

$$N = \frac{k_N \cdot W_o \cdot v}{1000 \cdot \zeta}, \text{ кВт},$$

где ζ – КПД передачи двигатель-приводной барабан, k_N – коэффициент запаса по мощности.

Для расчета константы
 $C_2 = C_{\text{деф}} / l'_p \cdot \cos \beta$,

определяющей величину распределенной силы сопротивления движению от деформирования груза и ленты на единичной роликоопоре грузовой ветви необходимо использовать табл. 6.

Получив величины $u_{\text{вр}}$ и $u_{\text{вд}}$, рассчитываем по формуле (15) константу C_1 и силу сопротивления движению на грузовой ветви W_r . Затем определяем натяжение в точке 4
 $S_4 = S_r + W_r$, Н,
 тяговое усилие
 $W_o = S_4 - S_1$, Н,

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шахмейстер Л.Г., Дмитриев В.Г. Теория и расчет ленточных конвейеров.– М.: Машиностроение, 1987. – 336 с.
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, МГТУ, 2009. - 24 с. **ИДБ**

КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

Дмитриев В.Г. - доктор технических наук, профессор,
 Сергеева Н.В. - кандидат технических наук, ассистент кафедры "Горная механика и транспорт", NSergeeva@bk.ru
 Московский государственный горный университет,
 Moscow State Mining University, Russia, ud@msmu.ru

