UDC 622.647.2:681.5 DOI: https://doi.org/10.1051/e3sconf/201910900125

TORSION OF AN UNEVENLY LOADED TUBULAR BELT ON A STRAIGHT ROUTE OF A BELT TUBULAR CONVEYOR

[1]*Zhihula T.I.*

[1]*Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov of National Academy of Sciences of Ukraine*

КРУЧЕННЯ НЕРІВНОМІРНО ЗАВАНТАЖЕНОЇ ТРУБЧАСТОЇ СТРІЧКИ НА ПРЯМОЛІНІЙНІЙ ДІЛЯНЦІ ТРАСИ СТРІЧКОВОГО ТРУБЧАСТОГО КОНВЕЄРА

[1]*Жигула Т.І.*

[1]*Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України*

КРУЧЕНИЕ НЕРАВНОМЕРНО ЗАГРУЖЕННОЙ ТРУБЧАТОЙ ЛЕНТЫ НА ПРЯМОЛИНЕЙНОМ УЧАСТКЕ ТРАССЫ ЛЕНТОЧНОГО ТРУБЧАТОГО КОНВЕЙЕРА

[1]*Жигула Т.И.*

[1]*Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины*

Annotation. The belt of the tubular conveyor is rolled up into a pipe and moves inside the roller supports, subject to the action of torques resulting from the bending of the conveyor belt, the skewing of the supporting rollers, and uneven loading of the belt. These moments can lead to a significant angular rotation of the belt, which, in turn, will cause loss of stability, spillage and dusting of the load. The problem of torsion of a tubular belt in a straight section of the conveyor path under the influence of a stationary decentralizing factor - off-centre belt loading is considered. The belt is presented in the form of a tubular rod with one rigidly clamped and the other free end, to which is applied the torque from the uneven load and the moment opposing it from the friction forces of the belt on the rollers. In order to establish the limits of the possible angular displacement of the tubular belt and give specific recommendations on the choice of the parameters of the belt and roller bearings, the cases of maximum and minimum load are considered. Formulas are obtained for determining the angle of rotation of the belt on the roller support, which is compared with the permissible twisting angle, that is, the angle at which the edges of the belt do not diverge and the load spills. Friction of the surface of the belt on the rollers acts as a stabilizing factor. It is shown that torsion does not occur if at maximum load the coefficient of friction $f > 0.14$, at minimum load the coefficient of friction $f > 0.4575$. The coefficient of friction of rubber on steel does not exceed 0.5 for dry surfaces. If the surfaces are flooded or frozen, the friction coefficient may be halved. Such values of the friction coefficient can lead to belt torsion with minimal uneven loading. Thus, when choosing materials for the belt and rollers (or their linings), one should choose pairs with $f > 0.5$, and when using BTC, try to avoid watering or freezing of the belt. The factors affecting the torsion of an unevenly loaded tubular belt as it moves along the straight part of the conveyor are investigated. The angle of rotation of the belt depends not only on the magnitude of the applied torque, but also on the design of the conveyor , the geometric characteristics of the section of the tubular belt , the physical properties of its material. For various options for loading the belt with maximum irregularity, the influence of the coefficient of friction of the belt on the rollers on the possibility of its rotation has been investigated. It is shown that with a decrease in the load of the belt, the danger of its torsion increases.

Keywords: tubular conveyor, torsion of a tubular belt, uneven loading, roller support, friction of a belt on rollers.

The belt of the tubular conveyor is rolled up into a pipe and moves inside the roller supports, each of the representing a regular Poligon (most often a hexagon) formed by supporting rollers. When moving along the roller supports, the belt of the tubular conveyor is subjected to the action of torsional moments resulting from the coagulation of the belt into the pipe, the bending of the conveyor belt, the skewing of the supporting rollers, the uneven loading of the belt. These moments can lead to a significant angular rotation of the belt, which, in turn, will cause instability, spillage of the load, dusting.

On the straight rout of the belt tubular conveyor (BTC), the greatest danger in terms of the occurrence of torques is represented by stationary de-centering factors – skews of the roller supports in the horizontal plane and deviations of the sections of the base from the axis of the conveyor. Off-center belt loading can also be considered a static factor if the steady-state load flow is shifted by a constant value relative to the central axis of the tubular belt.

The studies of the torsion of the tubular belt on the straight part of the conveyor route are devoted to the work of R. V. Kiriya, G. I. Larionov and N. G. Larionov [1, 2]. The authors, considering the tubular belt as a cylindrical shell, obtained mathematical models of the stress-strain state of the belt, considered issues of torsion and loss of stability of the section of the tubular belt, taking into account its uneven loading. Since the unevenness of the load traffic is not possible to establish exactly, the torsion estimates are qualitative, there are no specific recommendations for eliminating torsion.

To set the limits of the possible angular movement of the tubular belt on the straight section of the conveyor and to give specific recommendations on the choice of parameters of the belt and roller supports, it is necessary to consider the torsion of the belt under the action of an uneven load in extreme cases: maximum and minimum loads, considering the center of gravity displacement, in both cases, is maximum.

In the study of the torsion of a tubular conveyor belt on a straight route, we represent it in the form of a tubular rod with one rigidly fixed ($x = 0$) and another free end ($x = l$), to which torque M (N·m) is applied [3].

The total twist angle θ along x, measured from the terminated end, is determined by the integral

$$\theta = \int_0^x \frac{M dx}{GI_p}, \tag{1}$$

where GI_p is the stiffness of the section during torsion, N·m^2.

If the section stiffness GI_p is constant throughout the integration area, then

$$\theta = \frac{Mx}{GI_p}. \tag{2}$$

The tubular belt on the straight part of the track is supported by n roller supports mounted at a distance l_s from each other. There is a moment M_i attached to the belt on each roller support. Consider the torsion of the section of the belt BTC from the drive drum to the first roller support. We believe that the left end of the belt is fixed relative to the corner turns, and the right end, located on the roller, can be rotated under the action of the torques applied to it, due to the uneven loading of the conveyor and the friction forces of the belt on the roller:

$$M_1 = M_l - M_f, \tag{3}$$

where M_1 is the torque applied to the belt on the first roller support, N·m; M_l is torque due to uneven loading of the belt, N·m; M_f is torque from the friction forces of the belt on the roller, N·m.

Thus, to determine the angle of twist θ_1 of the cross section of the belt, located on the first roller support , you can use the formula (2), substituting in it the value of M_1, defined by the formula (3), and taking as x the distance between the roller supports, that is $x = l_s$:

$$\theta_1 = \frac{M_1 l_s}{G I_p}. \tag{4}$$

In order to determine θ_n – the twist angle of the belt on the n-th roller supports, it is necessary to sum the values of the torques acting on all the roller supports, counting from the fixed end of the belt to the n-th roller supports, and as the length of the rod take the distance from the fixed end to the n-th roller supports, then

$$\theta_n = \frac{n l_s}{G I_p} \sum_{i=1}^{n} M_i .$$

Since it is impossible to accurately determine the value and direction of torques on each roller supports, for approximate calculations we can assume that moments equal in magnitude and acting in one direction are attached to each roller supports, then

$$\theta_n = \frac{M_1 n^2 l_s}{G I_p}. \tag{5}$$

To ensure stable operation of the tubular conveyor, the following condition must be met

$$\theta_n \le [\theta], \tag{6}$$

where [θ] is the permissible twist angle of the tubular belt, i.e. such an angle at which the divergence of the sides of the belt and the spilling of the load will not occur.

In view of (5), we write condition (6) for the n-th roller supports in the form:

$$\frac{M_1 n^2 l_s}{G I_p} \le [\theta],$$

or else

$$\frac{n^2 l_s}{G I_p} \le \frac{[\theta]}{M_1}. \tag{7}$$

Given the value [θ] and estimating the moment M_1 applied to the first roller support, you can choose the parameters of the conveyor (the number of roller supports and the distance between them) and the torsional rigidity of the belt, satisfying inequality (7). The numerator of the left side of this inequality linearly depends on the length of the conveyor and the number of roller supports, i.e. the twisting angle of the conveyor belt is the greater, the greater its length. Increasing the number of roller supports also plays the role of a destabilizing factor.

We give an estimate of the moments of M_l and M_f acting on the roller supports. Let the fill factor of the tubular belt k_l be 0.75, i.e. filled 3/4 section. Consider the worst variant of uneven loading, when the right half of the cross section is completely filled, and the left by half only. Determine the coordinates of the point C – the center of gravity of the section (Fig. 1).

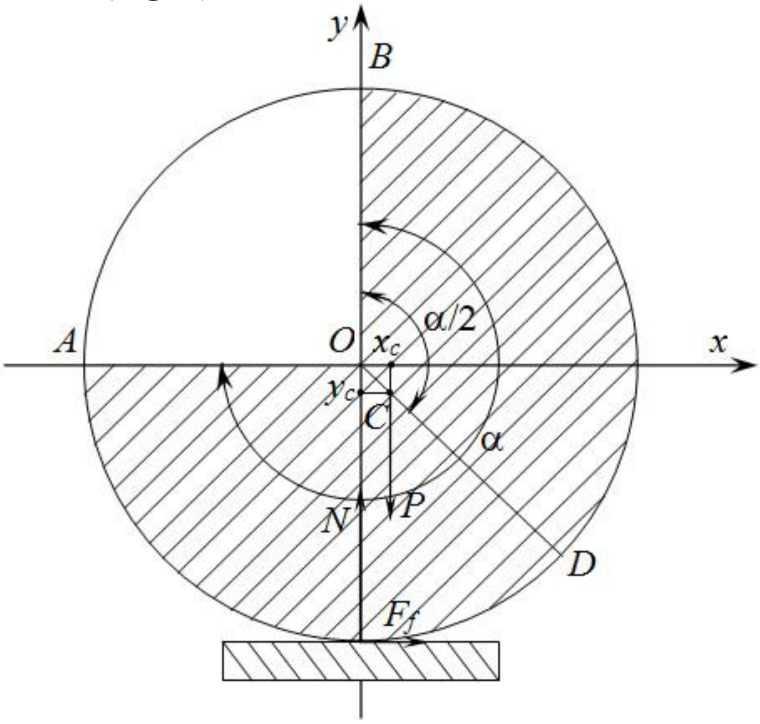

Figure 1 – Section of a tubular belt, unevenly loaded by 3/4 volume

The center of gravity of the circular sector with the central angle α lies on the bisector of the angle AOB at a distance $OC = 4R \cdot \sin(\alpha/2)/(3\alpha)$ from the center of the circle.

In our case $\alpha = \frac{3}{2}\pi$; $\sin\frac{\alpha}{2} = \frac{\sqrt{2}}{2}$; $OC = \frac{4\sqrt{2}}{9\pi}R$.

Then the coordinates of the point C:

$$x_c = OC\cos\left(\frac{\alpha}{2} - \frac{\pi}{2}\right) = \frac{4R}{9\pi}; \quad y_c = OC\sin\left(\frac{\alpha}{2} - \frac{\pi}{2}\right) = -\frac{4R}{9\pi}. \qquad (8)$$

Denote $k_c = x_c/R$ – the coefficient of displacement of the center of gravity of the load. According to (8), when filling the cross section of the belt by 3/4 ($k_l = 0.75$), $k_c = 4/9\pi = 0.14$.

Torque from uneven loading of the belt, acting on the first roller support, we calculate by the formula

$$M_l = Pk_cR,$$

where $P = \rho g S l_s$ is the weight of the load per one roller support, N; ρ – density of load, kg/m^3; $S = k_l \pi R^2$ – loading area, m^2; g – acceleration of gravity, m/s^2.

Because $P = \rho g k_l \pi R^2 l_s$, that

$$M_l = k_c k_l \pi \rho g l_s R^3. \qquad (9)$$

This moment is counteracted by the torque M_f, caused by the friction F_f of the belt on the rollers:

$$F_f = fN,$$

where N is the resultant of normal reactions of the rollers, N; f is coefficient of friction of the belt on the rollers.

Because N=P, the torque of the friction force is

$$M_f = PfR = k_l f \pi \rho l_s g R^3. \qquad (10)$$

The tubular belt can turn in the roller support, if the torque from uneven loading is greater, than the moment created by the friction force of the belt on the rollers, that is, when

$$M_l > M_f. \qquad (11)$$

Substituting (9) and (10) into inequality (11), we get

$$k_c k_l \pi \rho g l_s R^3 > k_l f \pi \rho l_s g R^3,$$

from where the belt scrolling condition

$$k_c > f. \qquad (12)$$

When the fill factor is k_l = 0.75, the coefficient of displacement of the center of gravity of the load is $k_c \le 0.14$. The coefficient of friction of the belt on the rollers (rubber for steel) is in the range of $0.3 \le f \le 0.5$ (0.5 for dry surfaces; 0.3 for flooded). In the worst case, uneven loading (k_c = 0.14) and flooded surfaces (f_c = 0.3) $k_c < f$, i.e. scrolling of the belt will not happen.

We considered the option of maximum load belt BTC. From the practice of operating BTC it is known that the scrolling of the belt can occur when it is not fully loaded. Consider the case when the belt is loaded by 1/4 of the volume, while loading is performed with a shift of the center of gravity of the load. In Figure 2 shows the most unfavorable option of such a load.

As shown above, the center of gravity of the circular sector AOB lies on the bisector OD of the angle α, and

$$OC = \frac{4}{3\alpha} R \sin\frac{\alpha}{2}.$$

Since in our case α=π/2,

$$OC = \frac{4\sqrt{2}}{3\pi} R = 0.6R.$$

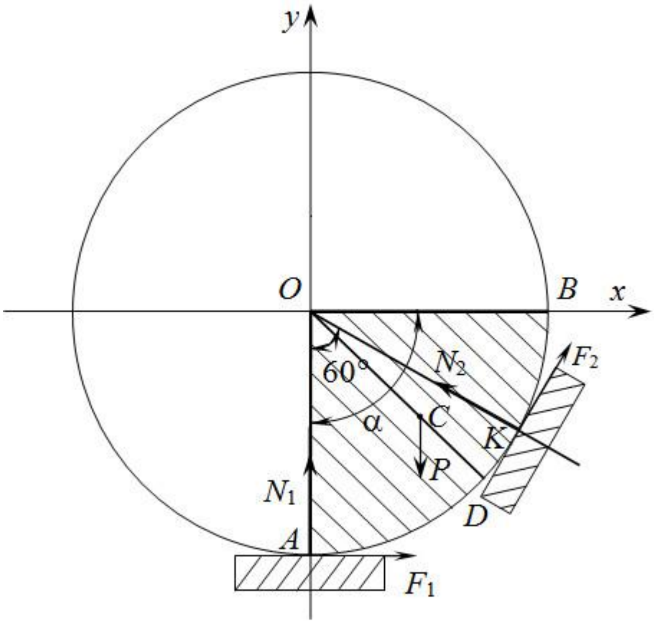

Figure 2 – Section of a tubular belt loaded by 1/4 of the volume and based on two rollers of six-rollers support

Coordinates of the center of gravity C

$$x_c = OC\cos\frac{\pi}{4} = 0.425R; \quad y_c = -OC\sin\frac{\pi}{4} = -0.425R.$$

The coefficient of displacement of the center of gravity of the belt, in this case, is equal to:

$$k_c = \frac{x_c}{R} = 0.425. \tag{13}$$

We believe that the loaded section of the belt is in contact with two rollers, the normal reactions of which we denote N_1 and N_2 (Fig. 2). Through F_1 and F_2 we denote the friction forces of the belt on the rollers

$$F_1 = fN_1, \quad F_2 = fN_2.$$

Equilibrium equations of the belt section:

$$\sum X = fN_1 - \frac{1}{2}N_2 + \frac{\sqrt{3}}{2}fN_2 = 0; \tag{14}$$

$$\sum Y = N_1 - \frac{\sqrt{3}}{2}N_2 + \frac{1}{2}fN_2 = P. \tag{15}$$

Solving the system of equations (14) and (15), we define the normal reactions of the rollers

$$N_1 = P\frac{1-\sqrt{3}f}{1+f^2}; \quad N_2 = \frac{2Pf}{1+f^2}.$$

Belt unscrew condition

$$M_f > M_l$$

or

$$f(N_1 + N_2)R > Pk_c R.$$

From where

$$\frac{1+(2-\sqrt{3})f}{1+f^2} f > k_c. \quad (16)$$

In this case, the rotation of the tubular belt does not occur if the coefficient of friction of the belt on the rollers f and the coefficient of displacement of the center of gravity k_c are related by the relation (16), which, taking into account (13), is converted to

$$0.157 f^2 - f + 0.425 < 0,$$

from where

$$0.4575 < f < 5.911.$$

Condition (16) is satisfied if $f > 0.4575$.

Thus, at the minimum load of the belt, the condition of its non-twisting is tightened – for the case of a flooded belt ($f = 0.3$), the belt can be rotated.

Uneven loading of the belt creates the danger of belt twisting on the straight section of the conveyor route. If at the maximum load and the worst case its unevenness ($k_c = 0.14$) is the torque from the load $M_l = 0.14RP$, then at the minimum load ($k_l = 0.25$) and the maximum for this case non-uniformity ($k_c = 0.425$) the torque from the load $M_l = 0.425RP$.

Friction of the surface of the belt on the rollers acts as a stabilizing factor. It is shown that torsion does not occur if at maximum load the coefficient of friction $f > 0.14$, at minimum load the coefficient of friction $f > 0.4575$.

The coefficient of friction of rubber on steel does not exceed 0.5 for dry surfaces. If the surfaces are flooded or frozen, the friction coefficient may be halved. Such values of the friction coefficient can lead to belt torsion with minimal uneven loading.

Thus, when choosing materials for the belt and rollers (or their linings), one should choose pairs with $f > 0.5$, and when using BTC, try to avoid watering or freezing of the belt.

Conclusions

1. The factors affecting the torsion of an unevenly loaded tubular belt as it moves along the straight part of the conveyor are investigated. It is shown that the angle of rotation of the belt depends not only on the magnitude of the applied torque, but also on the design of the BTC, the geometric characteristics of the section of the tubular belt, the physical properties of its material.

2. For various options for loading the belt with maximum irregularity, the influence of the coefficient of friction of the belt on the rollers on the possibility of its

rotation has been investigated. It is shown that with a decrease in the load of the belt, the danger of its torsion increases. To ensure that the belt does not turn, the coefficient of friction of the belt on the rollers must be at least 0.5.

REFERENCES

1. Kiriya, R. V and Larionov, M. G. (2016), "Mathematic modeling of linear belt item stress strain state tubular conveyor", *Geo-Technical Mechanics*, no. 131, pp. 153–164.

2. Kiriya, R. V., Larionov, G. I. and Larionov, M.G. (2018), "Mathematic model of the belt linear sector twisting in tubular conveyor", *Geo-Technical Mechanics*, no. 138, pp. 218–226.

3. Zhyhula, T. I. (2016), "Features of dynamics of tubular belt for different constructions charts of belt tubular conveyors", *Geo-Technical Mechanics*, no. 131, pp. 165–172.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Кирия Р. В., Ларионов Н.Г. Математической моделирование напряженно-деформированного состояния линейной части трубчатого конвейера // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. / ИГТМ НАН Украины. Днепропетровск, 2016. Вып. 131. С. 158–164.

2. Кирия Р. В. Математическая модель кручения линейной части трубчатого конвейера / Р. В. Кирия, Г. И. Ларионов, Н. Г. Ларионов // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. / ИГТМ НАН Украины. Днепр, 2018. Вып. 138. С. 218–226.

3. Жигула Т. И. Особенности динамики трубчатой ленты для различных конструктивных схем ленточных трубчатых конвейеров // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. / ИГТМ НАН Украины. Днепропетровск, 2016. Вып. 131. С. 165–172.

About the authors

Zhihula Tetyana Illinivna, Candidate of Technical Sciences (Ph. D), Senior Researcher, Senior Researcher in Department of Geomechanics of Mineral Opencast Mining Technology, Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov of National Academy of Sciences of Ukraine (IGTM, NASU), Dnipro, Ukraine, tzhigula@gmail.com

Про автора

Жигула Тетяна Іллівна, кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник відділу геомеханічних основ технологій відкритої розробки родовищ, Інститут геотехнічної механіки ім. М. С. Полякова Національної академії наук України (ІГТМ НАН України), Дніпро, Україна, tzhigula@gmail.com

---

Анотація. Стрічка трубчастого конвеєра згорнута в трубу та рухається всередині роликоопор става, піддаючись дії крутячих моментів, що виникають внаслідок вигину траси конвеєра, перекосів підтримувальних роликів, нерівномірного завантаження стрічки. Ці моменти можуть привести до значного кутового повороту стрічки, що, в свою чергу, викликає втрату стійкості, просип і запилювання вантажу. Розглянуто задачу кручення трубчастої стрічки на прямолінійній ділянці траси конвеєра під дією стаціонарного децентрируючого фактору – нецентрального завантаження стрічки. Стрічка представлена у вигляді трубчастого стрижня з одним жорстко закріпленим і другим вільним кінцем, до якого прикладені крутячий момент від нерівномірного навантаження і момент, що йому протидіє, від сил тертя стрічки по роликах. Щоб встановити межі можливого кутового переміщення трубчастої стрічки і дати конкретні рекомендації по вибору параметрів стрічки і роликів, розглянуто випадки максимального і мінімального навантаження. Отримано формули для визначення кута повороту стрічки на роликоопорі, який порівнюється з допустимим кутом закручування, тобто таким кутом, при якому не відбудеться розбіжність бортів стрічки і просип вантажу. Тертя поверхня стрічки по роликах виступає в якості стабілізуючого фактора. Показано, що крутіння не відбудеться, якщо при максимальному завантаженні коефіцієнт тертя $f > 0,14$, при мінімальному завантаженні коефіцієнт тертя $f > 0,4575$. Коефіцієнт тертя гуми по сталі не перевищує 0,5 для сухих поверхонь. Якщо поверхні обводнені або скрижанілі, коефіцієнт тертя може зменшуватись у два рази. Такі значення коефіцієнта тертя можуть привести до кручення стрічки при мінімальному нерівномірному завантаженні. Таким чином, при виборі матеріалів стрічки і роликів (або їх футеровки), слід вибирати пари з $f > 0,5$, а при експлуатації стрічкового трубчастого конвеєра намагатися уникати обводнення або зледеніння стрічки. Досліджено чинники, що впливають на кручення нерівномірно завантаженої стрічки при її русі по прямолінійній частині конвеєра. Кут повороту стрічки залежить не тільки від величини прикладених крутячих моментів, а й від конструкції конвеєра, геометричних характеристик перерізу трубчастої стрічки, фізичних властивостей її матеріалу. Для різних варіантів завантаження стрічки з максимальною нерівномірністю досліджено вплив коефіцієнту тертя стрічки по роликам на можливість її повороту. Показано, що зі зменшенням завантаження стрічки небезпека її крутіння збільшується.

Ключові слова: трубчастий конвеєр, крутіння трубчастої стрічки, нерівномірне завантаження, роликоопора, тертя стрічки по роликах.

Аннотация. Лента трубчатого конвейера свернута в трубу и движется внутри роликоопор става, подвергаясь действию крутящих моментов, возникающих вследствие изгиба трассы конвейера, перекосов поддерживающих роликов, неравномерной загрузки ленты. Эти моменты могут привести к значительному угловому повороту ленты, что, в свою очередь, вызовет потерю устойчивости, просыпь и пыление груза. Рассмотрена задача кручения трубчатой ленты на прямолинейном участке трассы конвейера под действием стационарного децентрирующего фактора – нецентральной загрузки ленты. Лента представлена в виде трубчатого стержня с одним жестко защемленным и другим свободным концом, к которому приложены крутящий момент от неравномерной нагрузки и противодействующий ему момент от сил трения ленты о ролики. Чтобы установить пределы возможного углового перемещения трубчатой ленты и дать конкретные рекомендации по выбору параметров ленты и роликоопор, рассмотрены случаи максимальной и минимальной нагрузки. Получены формулы для определения угла поворота ленты на роликоопоре, который сравнивается с допустимым углом закручивания, то есть таким углом, при котором не произойдет расхождение бортов ленты и просыпь груза. Трение поверхности ленты о ролики выступает в качестве стабилизирующего фактора. Показано, что кручение не произойдет, если при максимальной загрузке коэффициент трения $f > 0,14$, при минимальной загрузке коэффициент трения $f > 0,4575$. Коэффициент трения резины о сталь не превышает 0,5 для сухих поверхностей. Если поверхности обводненные или оледеневшие, коэффициент трения может уменьшиться в два раза. Такие значения коэффициента трения могут привести к кручению ленты при минимальной неравномерной загрузке. Таким образом, при выборе материалов ленты и роликов (или их футеровки), следует выбирать пары с $f > 0,5$, а при эксплуатации ленточного трубчатого конвейера стараться избегать обводнения или оледенения ленты. Исследованы факторы, влияющие на кручение неравномерно загруженной трубчатой ленты при ее движении по прямолинейной части конвейера. Угол поворота ленты зависит не только от величины приложенных крутящих моментов, но и от конструкции конвейера, геометрических характеристик сечения трубчатой ленты, физических свойств ее материала. Для различных вариантов загрузки ленты с максимальной неравномерностью исследовано влияние коэффициента трения ленты о ролики на возможность ее поворота. Показано, что с уменьшением загрузки ленты опасность ее кручения увеличивается.

Ключевые слова: трубчатый конвейер, кручение трубчатой ленты, неравномерная загрузка, роликоопора, трение ленты о ролики.

Стаття надійшла до редакції 30.06. 2019
Рекомендовано до друку д-ром техн. наук Г.І. Ларіоновим