

## FEATURES OF DYNAMICS OF THE LOAD-CARRYING BODY OF THE BELT TUBULAR CONVEYOR

<sup>1</sup>*Zhyhula T.I.*

<sup>1</sup>*Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poljakov of National Academy of Sciences of Ukraine*

## ОСОБЛИВОСТІ ДИНАМІКИ ВАНТАЖОНЕСУЧОГО ОРГАНУ СТРІЧКОВОГО ТРУБЧАТОГО КОНВЕЄРА

<sup>1</sup>*Жигула Т.І.*

<sup>1</sup>*Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України*

## ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИКИ ГРУЗОНЕСУЩЕГО ОРГАНА ЛЕНТОЧНОГО ТРУБЧАТОГО КОНВЕЙЕРА

<sup>1</sup>*Жигула Т.И.*

<sup>1</sup>*Інститут геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины*

**Abstract.** Tubular belt conveyors have been increasingly used in various industries for moving long distances of bulk load. The advantages of this type of conveyors, compared with belt conveyors of traditional design, include the possibility of transporting fine and hazardous materials along complex curvilinear routes without transfer stations, excluding their spillage and dusting. The belt of a tubular conveyor must meet specific requirements – possessing increased elasticity and flexibility to stably maintain the shape of the pipe, to withstand considerable loads at loading and unloading points. In order to choose a tape that meets these requirements, it is necessary to investigate the dynamic processes that occur in a tubular belt with a load during its movement. The tubular belt, when moving along the rollers of conveyor, makes transverse and torsional vibrations. The main danger is torsional vibrations, which are not limited by anything, and are excited due to the torques that occur when the belt is rolled into a pipe, when the conveyor belt is bent, when the support rollers are skewed, and when the belt is unevenly loaded. In the study of the torsion of a tubular conveyor belt on a straight section of the route the maximum twist angle of the tubular conveyor belt under the action of a time constant moment was determined. Also investigated the torsional vibrations of a tubular belt under the action of a suddenly applied moment. Studies of the torsional vibrations of the tubular belt showed that the torque applied suddenly to the cross section of the tape causes the section to rotate by an angle twice as large as in the case of static loading with the same moment. Relations have been obtained to determine the basic parameters of the tubular belt, which will exclude the possibility of a significant rotation of the cross section of the tape and the load spilling. The determining parameter for torsional vibrations of a tubular belt is the torsional rigidity of its section  $G l_p$ . The shear modulus of the conveyor belt  $G$  is small; the polar moment of inertia  $I_p$  for a section in the form of a cut ring is also small. Therefore, even small external torque loads can cause significant angular rotations of the section of the tubular belt. When choosing the belt material and the shape of its cross section, it is desirable that the shear modulus of the tape material and the polar moment of inertia of the cross section have as large values as possible.

**Keywords:** tubular belt conveyors, torsional vibrations of belt, torsional moment, torsional rigidity of the belt section.

Recently, tubular belt conveyors (BTC) have been increasingly used in various industries for moving long distances of bulk load.

The advantages of this type of conveyors, compared with belt conveyors of traditional design, include the possibility of transporting fine and hazardous materials along complex curvilinear routes without transfer stations, excluding their spillage and dusting. The main disadvantage of BTC is the use of an special belt, the cost of which is commensurate with the cost of the entire conveyor.

Belt tubular conveyors with the use of special belt are manufactured by Fhoenix

and Koch (Germany), Metco (Finland), Sicon (Sweden). Rather high capital costs for the manufacture of BTC are offset by low operating costs. The world operating experience of BTC showed that the cost of transporting a unit of load is significantly lower than that of other transport means.

The belt of a tubular conveyor must meet specific requirements – possessing increased elasticity and flexibility to stably maintain the shape of the pipe, to withstand considerable loads at loading and unloading points. In order to choose a belt that meets these requirements, it is necessary to investigate the dynamic processes that occur in a tubular belt with a load during its movement.

The tubular belt, when moving along the rollers of conveyor, makes transverse and torsional vibrations. The main danger is torsional vibrations, which are not limited by anything, and are excited due to the torques that occur when the belt is rolled into a pipe, when the conveyor belt is bent, when the support rollers are skewed, and when the belt is unevenly loaded.

These moments can cause a significant angular rotation of the belt, and, consequently, the rotation of its overlapped edges, with the possible divergence of the edges, loss of stability of the internal volume, spillage of load, dusting. Preventing the rotation of the tubular part of the belt is an important task.

A significant amount of research on the dynamics of tubular conveyors over the past 10 years has been performed at Moscow State Mining University (Russia) by V. I. Galkin, V. G. Dmitriev, N. V. Sergeeva, A. P. Egorov, I. Yu. Ivanov, M. S. Efimov and etc.

These studies are devoted to the vertical and angular oscillations of the tubular belt, the determination of the critical speeds of movement of the conveyor and the resistance forces moving to along the roller belt [1–3]. Although the amount of research has been done extensively, many important issues of BTC dynamics have not been studied.

In [1], it is noted that in order for the performance of a tubular conveyor belt to be close to that of a conveyor with a grooved belt, the speed of an BTC belt must be of the order of 8 m/s, which may lead to an increase in the resistance forces to the movement of the belt. In order to study the vertical and rotational oscillations of the tape, the corresponding equations were compiled and formulas for the critical velocities and forces of resistance to the movement of the belt were obtained on their basis.

In article [2], rotational oscillations of a tubular belt are investigated for the case when the conveyor route has a bend. Various ways of turning the route are considered, expressions for the torques acting on the tubular belt are obtained, the case of the loss of the tightness of the belt caused by the torque is analyzed.

In the study of the torsion of a tubular conveyor belt on a straight section of the route, we represent it in the form of a tubular rod with one rigidly fixed ( $x = 0$ ) and the other free end ( $x = l$ ), to which torque  $M$  (N·m) is applied (Fig. 1).

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

$$\theta = \int_0^x \frac{M dx}{GI_p}, \quad (1)$$

where  $GI_p$  is the stiffness of the section during torsion,  $N \cdot m^2$ .

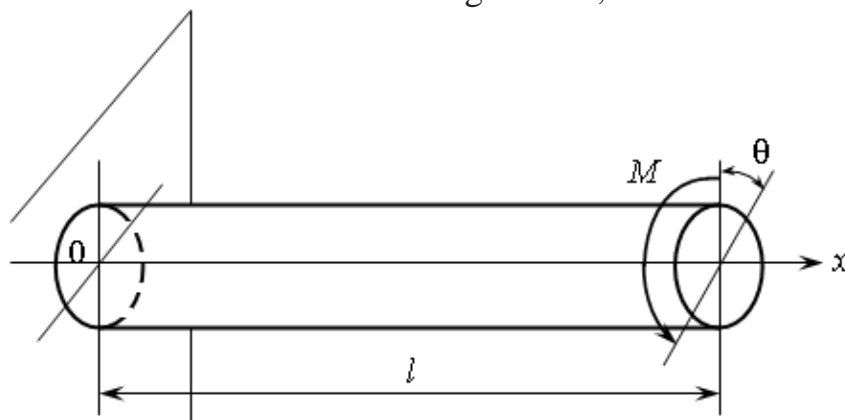


Figure 1 – Design scheme for torsion of a tubular rod

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

$$\theta = \frac{Mx}{GI_p}. \quad (2)$$

As can be seen from formula (2), as the distance from the fixed end increases, the twist angle increases linearly. The maximum twist angle is obtained at the end of the rod ( $x = l$ )

$$\theta_{\max} = \frac{Ml}{GI_p}. \quad (3)$$

Formula (3) determines the maximum twist angle of the tubular conveyor belt on the straight part of the route under the action of a time constant moment, which may be due to skewed roller, uneven loading of the belt, etc. Of interest is the study of dynamic phenomena that occur in a tubular belt under the action of a variable in time torque load.

In the study of torsional vibrations of a tubular belt, we represent it in the form of a uniform elastic rod, which is under the action of a moment load intensity  $Q(x, t)$  [4]. The differential equation of torsional vibrations of the rod has the form:

$$\bar{I} \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} - \frac{\partial}{\partial x} \left[ GI_p \frac{\partial \theta}{\partial x} \right] = Q(x, t), \quad (4)$$

where  $\theta(x,t)$  – the angle of rotation of the cross section of the rod  $x$  at time  $t$ ,  $ra$ ;  $G$  – shear modulus,  $N/m^2$ ;  $I_p$  – equatorial moment of cross section,  $m^4$ ;  $\bar{I}$  – linear moment of inertia about the axis of the rod,  $N \cdot s^2$ .

Consider the case of a twisting blow, i.e. the case when the moment  $M$  is suddenly applied to the free end of the rod at the initial moment of time.

Then equation (4) takes the form:

$$\bar{I} \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} - GI_p \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = M \sigma_1(x-l) \sigma_0(t), \quad (5)$$

where  $\sigma_0(t)$  – single function;  $\sigma_1(x-l)$  – impulse function of the first order.

It is necessary to find a particular solution of this equation under boundary conditions

$$\theta(0,t) = 0, \quad \left( \frac{\partial \theta}{\partial x} \right)_{x=l} = 0$$

and under initial conditions

$$\theta(x,0) = \dot{\theta}(x,0) = 0.$$

We are looking for a solution in the form of decomposition by proper forms of free torsional vibrations of a rod with one rigidly fixed and one free end

$$\theta(x,t) = \sum_{k=1}^{\infty} T_k(t) \varphi_k(x),$$

where  $\varphi_k(x) = \sin a_k x$  – proper forms;

$$T_k(t) = \frac{2M \sin a_k l}{\bar{I} l p_k^2} (1 - \cos p_k t);$$

$$a_k = \frac{2k-1}{2l} \pi; \quad p_k = a_k \sqrt{\frac{GI_p}{\bar{I}}}, \quad (k=1,2,3,\dots).$$

The final solution sought is

$$\theta(x,t) = \frac{8Ml}{\pi^2 GI_p} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\sin a_k l \sin a_k x}{(2k-1)^2} (1 - \cos p_k t). \quad (6)$$

Putting  $x = l$ , we find the angle of rotation of the end of the rod

$$\theta(l, t) = \frac{8Ml}{\pi^2 GI_p} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1 - \cos p_k t}{(2k-1)^2}.$$

The maximum angle of rotation of the rod end we get at  $\cos p_k t = -1$

$$\theta_{\max} = \frac{16Ml}{\pi^2 GI_p} \left( 1 + \frac{1}{3^2} + \frac{1}{5^2} + \dots \right) = \frac{2Ml}{GI_p}. \quad (7)$$

The maximum angle of rotation of the rod end from a suddenly applied moment turns out to be twice the angle of rotation from the same magnitude of the constantly acting moment.

Let  $[\theta]$  be the permissible angle of rotation of the end of the tubular belt, that is, an angle at which no divergence of the sides of the belt and the spilling of the load will occur. Then the condition must be met:

$$\theta_{\max} \leq [\theta] \quad \text{or} \quad \frac{2lM}{GI_p} \leq [\theta]. \quad (8)$$

Determining the value of  $[\theta]$  and estimating the moment applied to the end of the belt, you can pick up the belt, the basic parameters of which satisfy the last inequality, which will make it possible to eliminate the divergence of the sides of the tubular belt and the load spilling at a sudden application of torque.

The torsional stiffness of the tubular belt  $GI_p$  depends on the physical properties of the belt material (shear modulus  $G$ ) and the geometric characteristics of its cross section (the polar moment of inertia of the cross section  $I_p$ ). The polar moments of inertia of the sections of solid and cut round thin pipes are determined by the formulas:

$$I_{pc} = \frac{\pi}{32} (d^4 - d_0^4); \quad (9)$$

$$I_{po} = \frac{\pi}{3} (d-h)h^3, \quad (10)$$

where  $I_{pc}, I_{po}$  – polar moments of inertia of solid and cut pipes, respectively,  $m^4$ ;  $d, d_0$  – external and internal pipe diameters, respectively,  $m$ ;  $h$  – pipe wall thickness,  $m$

According to (8), (9) and (10), the twisting angles of whole  $\theta_c$  and cut  $\theta_o$  pipes of the same size, which are under the action of equal torques, are equal to:

$$\theta_c = \frac{64Ml}{\pi(d^4 - d_0^4)G}; \quad (11)$$

$$\theta_o = \frac{6Ml}{\pi(d-h)h^3G}. \quad (12)$$

For real BTC, the ratio of pipe diameter to wall thickness  $d/h \geq 20$ . For such conveyors, the twisting angle of the cut pipe is 270 times greater than that of a solid pipe with the same torque. The above example confirms the advantage of a tubular belt of a closed profile compared with a tubular belt of an open profile when working in torsion.

We consider BTC, the tubular belt of which is formed by rolling the flat belt into the pipe, that is, the profile of the tubular belt of the conveyor has the form of a ring with a cut. Therefore, in further calculations, we determine the polar moment of inertia of the cross section of the belt using formula (10) and the angle of rotation of the cross section using formula (12). From formulas (8) and (12) we determine the value of the moment from which the angle of rotation of the cross section does not exceed the permissible value.

$$M \leq \frac{[\theta]\pi(d-h)h^3G}{6l}. \quad (13)$$

In article [3] it is noted that for BTC with six-rollers supports, when the angle of deviation of the belt is more than  $20^\circ$ , the edge of the belt will come in contact with the adjacent roller, which will lead to increased belt wear and other undesirable phenomena. Based on this, we accept  $[\theta]=\pi/9$ , then the relation (13) takes the form

$$M \leq \frac{\pi^2(d-h)h^3G}{54l}. \quad (14)$$

Substituting in (14) the parameters of a specific belt, we can determine the limit value of a suddenly applied torque, which does not lead to a significant rotation of the belt.

### Conclusions

1. Studies of the torsional vibrations of the BTC tubular belt showed that the torque applied suddenly to the cross section of the belt causes the section to rotate by an angle twice as large as in the case of static loading with the same moment. Relations have been obtained to determine the basic parameters of the tubular belt, which will exclude the possibility of a significant rotation of the cross section of the belt and the load spilling.

2. The determining parameter for torsional vibrations of a tubular belt is the torsional rigidity of its section  $GI_p$ . The shear modulus of the conveyor belt  $G$  is

small; the polar moment of inertia  $I_p$  for a section in the form of a cut ring is also small. Therefore, even small external torque loads can cause significant angular rotations of the section of the tubular belt. When choosing the belt material and the shape of its cross section, it is desirable that the shear modulus of the belt material and the polar moment of inertia of the cross section have as large values as possible. Solid tubular belt is hundreds of times more stable under the action of torques than cut. If this is permissible, it is advisable to use a BTC with a solid tubular belt.

#### REFERENCES

1. Dmitriev, V. G. and Egorov, A. P. (2011), "Influence of speed of belt on distributing force of resistance to motion of tubular conveyer", *Gorny informatsionno-analitichesky byuleten*, no. 6, pp. 191–198.
2. Dmitriev, V. G. and Efimov, M. S. (2008), "Features of motion of belt of tubular conveyer on the area of route bend in a horizontal plane", *Izvestia vuzov. Mining Journal*, no. 3, pp. 99–102.
3. Efimov, M.S. (2008), "The influence of the different factors on angle of deflection of the belt of tubular conveyer", *Gorny informatsionno-analitichesky byuleten*, no. 8, pp. 235–237.
4. Babakov, I.M. (1968), *Teoriya kolebaniy* [Theory of vibrations], Nauka, Moscow, Russia.

#### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Дмитриев В. Г. Влияние скорости ленты на распределенные силы сопротивления движению трубчатого конвейера / В. Г. Дмитриев, А. П. Егоров // ГИАБ. – М.: МГГУ, 2011. – №6. – С. 191–198.
2. Дмитриев В. Г. Особенности движения ленты трубчатого конвейера по изогнутому в горизонтальной плоскости участку трассы / В. Г. Дмитриев, М. С. Ефимов // Известия ВУЗов, Горный журнал. – 2008. – №3. – С. 99–102.
3. Ефимов М. С. Влияние различных факторов на угловые отклонения ленты рубчатого конвейера / М. С. Ефимов // ГИАБ. – М.: МГГУ, 2008. – №8 – С. 235–237.
4. Бабаков И. М. Теория колебаний / И. М. Бабаков. – М.: Наука, 1968. – 560 с.

#### About the author

**Zhyhyla Tetiana Illivna**, 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, NAS of Ukraine), Dnipro, Ukraine, [tzhigula@gmail.com](mailto:tzhigula@gmail.com).

#### Про автора

**Жигула Тетяна Іллівна**, кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, старший науковий 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](mailto:tzhigula@gmail.com).

**Анотація.** Стрічкові трубчасті конвеєри все частіше застосовуються для переміщення насипних вантажів на великі відстані. До переваг цього типу конвеєрів, в порівнянні з стрічковими конвеєрами традиційної конструкції, відноситься можливість транспортування дрібнодисперсних і шкідливих матеріалів по складним криволінійним трасам без перевантажувальних станцій, виключаючи їх просип і запилення. Стрічка трубчастого конвеєра повинна відповідати специфічним вимогам – володіючи підвищеною еластичністю і гнучкістю стабільно підтримувати форму труби, витримувати значні навантаження в пунктах завантаження і розвантаження. Для того щоб підібрати стрічку, що відповідає цим вимогам, необхідно дослідити динамічні процеси, що виникають в трубчастій стрічці з вантажем при її русі по ставу конвеєра. Трубчаста стрічки при русі по роликкоопорам конвеєра здійснює поперечні і крутильні коливання. Основну небезпеку представляють крутильні коливання, які нічим не обмежені і збуджуються за рахунок обертаючого моменту, що виникає при згортанні стрічки в трубу, при вигині траси конвеєра, при перекосі підтримувальних роликів, при нерівномірному завантаженні стрічки. При дослідженні крутіння трубчастої конвеєрної стрічки на прямолінійній ділянці траси визначений максимальний кут закручування трубчастої стрічки конвеєра при дії постійного в часі моменту. Також досліджені крутильні коливання трубчастої стрічки під дією раптово прикладеного моменту. Дослідження крутильних коливань трубчастої конвеєрної стрічки показали, що крутячий момент, що раптово прикладений до перетину стрічки, викликає поворот перетину на кут в два рази більший, ніж в разі статичного навантаження таким же моментом. Отримано співвідношення для визначення основних параметрів трубчастої стрічки, що виключають можливість значного повороту перетину стрічки і просипу вантажу. Визначальним параметром для крутильних коливань трубчастої стрічки є крутильна жорсткість її перетину  $G/I_p$ . Модуль зсуву конвеєрної стрічки  $G$  малий, полярний момент інерції  $I_p$  для перетину у вигляді розрізаного кільця також малий. Тому навіть невеликі зовнішні моментні навантаження можуть визвати значні кутові повороти перетину трубчастої стрічки. При виборі матеріалу стрічки і форми її перетину бажано, щоб модуль зсуву матеріалу стрічки і полярний момент інерції перетину мали якомога більші значення.

**Ключові слова:** стрічковий трубчастий конвеєр, крутильні коливання стрічки, крутячий момент, крутильна жорсткість перетину стрічки.

**Анотація.** Ленточные трубчатые конвейеры все чаще применяются для перемещения насыпных грузов на большие расстояния. К преимуществам этого типа конвейеров, по сравнению с ленточными конвейерами традиционной конструкции, относится возможность транспортирования мелкодисперсных и вредных материалов по сложным криволинейным трассам без перегрузочных станций, исключая их просыпь и пыление. Лента трубчатого конвейера должна отвечать специфическим требованиям – обладая повышенной эластичностью и гибкостью стабильно поддерживать форму трубы, выдерживать значительные нагрузки в пунктах загрузки и выгрузки. Для того чтобы подобрать ленту, отвечающую этим требованиям, необходимо исследовать динамические процессы, возникающие в трубчатой ленте с грузом при ее движении по ставу конвейера. Трубчатая лента при движении по роликоопорам конвейера совершает поперечные и крутильные колебания. Основную опасность представляют крутильные колебания, которые ничем не ограничены, и возбуждаются за счет крутящих моментов, возникающих при свертывании ленты в трубу, при изгибе трассы конвейера, при перекосе поддерживающих роликов, при неравномерной загрузке ленты. При исследовании кручения трубчатой конвейерной ленты на прямолинейном участке трассы определен максимальный угол закручивания трубчатой ленты конвейера при действии постоянного во времени момента. Также исследованы крутильные колебания трубчатой ленты под действием внезапно приложенной моментной нагрузки. Исследования крутильных колебаний трубчатой конвейерной ленты показали, что крутящий момент, внезапно приложенный к сечению ленты, вызывает поворот сечения на угол в два раза больший, чем в случае статического нагружения таким же моментом. Получены соотношения для определения основных параметров трубчатой ленты, которые исключают возможность значительного поворота сечения ленты и просыпи груза. Определяющим параметром для крутильных колебаний трубчатой ленты является крутильная жесткость ее сечения  $G I_p$ . Модуль сдвига конвейерной ленты  $G$  мал, полярный момент инерции  $I_p$  для сечения в виде разрезанного кольца также мал. Поэтому даже небольшие внешние моментные нагрузки могут вызвать значительные угловые повороты сечения трубчатой ленты. При выборе материала ленты и формы ее сечения желательно, чтобы модуль сдвига материала ленты и полярный момент инерции сечения имели как можно большие значения.

**Ключевые слова:** ленточный трубчатый конвейер, крутильные колебания ленты, крутящий момент, крутильная жесткость сечения ленты.

*Стаття надійшла до редакції 18.08.2019*

*Рекомендовано до друку д-ром техн. наук В.В. Лопатіним*